

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh aplikace a použití technické diagnostiky
na zařízení pro dopravu koksárenských plynů

Application Design and Use of Technical Diagnostic
on Equipment for Transportation of Coke Oven Gas

Student:

Miroslav Botík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Blata

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Miroslav Botík**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování
Specializace: 70 Technická diagnostika, opravy a udržování
Téma: Návrh aplikace a použití technické diagnostiky na zařízení pro dopravu
koksárenských plynů
Application Design and Use of Technical Diagnostic on Equipment for
Transportation of Coke Oven Gas

Zásady pro vypracování:

Obecně lze říci, že doprava a stlačování koksárenských plynů spolu přináší spoustu úskalí týkajících se bezpečnosti provozu a bezpečnostních nároků kladených na daná zařízení a s tím spojenou problematiku diagnostiky. Proved'te analýzu dané problematiky a aplikujte na vybraná zařízení v podmínkách provozu podniku, proved'te závěrečné zhodnocení.

V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proved'te konkrétní provozní vyhodnocení.

Další bližší specifikace provede provede vedoucí bakalářské práce a firma OKK Koksovny, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

Podkladové materiály - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Blata**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2011.....

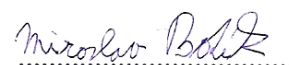
Miroslav Botík.....

Miroslav Botík

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15.5.2011



Miroslav Botík

Miroslav Botík

Rusava 75

768 41

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BOTÍK, M. *Návrh aplikace a použití technické diagnostiky na zařízení pro dopravu koksárenských plynů: Bakalářská práce.* Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 58s. vedoucí Ing. Blata, J.

Bakalářská práce se zabývá sledováním stavu vibrací zařízení pro dopravu koksárenského plynu v podniku Koksovna Svoboda v Ostravě. Úvodní část práce je věnována především seznámení s různými druhy kompresorů, jenž se využívají k dopravě plynů. Podrobněji zde bylo také popsáno konstrukční provedení jednotlivých částí turbokompresorů na které je práce především zaměřena. Dále jsou zde popsány základy vibrodiagnostiky a objasněny možné vibrodiagnostické problémy, které mohou nastat během provozu rychlostních kompresorů. Praktická část práce se zabývá seznámením s měřeními stroji a vyhodnocením naměřených hodnot vibrací.

ANNOTATION OF THESIS

BOTÍK, M. *Application Design and Use of Technical Diagnostic on Equipment for Transportation of Coke Oven Gas : Bachelor Thesis.* Ostrava : Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2011, 58p. Thesis Head: Ing Blata, J

This thesis is engaged monitoring the state of vibration of equipment for the transportation of coke oven gas company Coking Svoboda in Ostrava. The introductory part is devoted to familiarization with various types of compressors that are used to transport gas. Methods of construction of turbocompressor parts are detail describe here. The basics of vibration diagnostics and possible vibro diagnostic problems that might occur during the operation speed compressors are further describe here. Practical part is deals with familiarization measured machine and evaluation of the measured values of vibration.

Klíčová slova: turbokompresor, vibrace, diagnostika, koksovna, doprava, problémy

Keywords: turbocompressor, vibration, diagnostics, Coking, transport, problems

Obsah:

1 Úvod do problematiky kompresorů	10
1.1 Objemové kompresory	10
1.2 Rotační kompresory	14
1.3 Turbokompresory	16
1.4 Oblasti použití různých druhů kompresorů	18
1.5 Konstrukční provedení turbokompresorů	19
2 Vibrodiagnostika	26
2.1 Měření vibrací	26
2.2 Snímače vibrací	26
2.3 Životnostní fáze stroje	28
2.4 Základní metody vibrační diagnostiky	29
2.5 Diagnostika závad lopatkových strojů	30
3. Stručný popis společnosti koksovna Svoboda	33
4 Měření vibrací na strojním zařízení a jejich vyhodnocení	34
4.1 Použité měřicí zařízení	34
4.2 Schéma měřeného zařízení	35
4.3 Popis měřeného zařízení	35
4.4 Volba měřicích míst na strojním zařízení	38
4.5 Teploty ložisek v elektromotoru a převodovce	41
4.6 Měření a vyhodnocení mohutnosti vibrací	43
4.7 Vyhodnocení naměřených frekvenčních spekter rychlosti vibrací	45
5 Závěr	56
6 Seznam použitých zdrojů	58

Seznam použitých zkratek a symbolů

a	Zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
č.	Číslo
ČSN	Česká technická norma
el.	Elektro
f	Frekvence kmitání [Hz]
$f_{\text{Lopatková}}$	Lopatková frekvence [Hz]
f_n	Otáčková frekvence [Hz]
f_z	Zubová frekvence [Hz]
FFT	Fast Fourier Transformation (rychlá Fourierova transformace)
i	Převodový poměr [–]
ISO	International Organization for Standardization
Obr.	Obrázek
ot. $\cdot \text{min.}^{-1}$	Otáčky za minutu
n_i	Otáčky hřídele [s^{-1}]
n_{Lopatek}	Počet lopatek
např.	Například
P	Výkon [kW]
p_s	Sací tlak [MPa]
p_v	Výtlačný tlak [MPa]
Q	Objemové množství nasávané vzdušiny [m^3/h]
RMS	Root Mean Square – efektivních hodnota
r.v.	Rok výroby
T	Perioda [s^{-1}]
t	Čas [s]
Tab.	Tabulka
tzn.	To znamená
tzv.	Tak zvaný
v	Rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
V_s	Sací objem [m^3]
V_v	Výtlačný objem [m^3]
1X	První otáčková frekvence [Hz]
2X	Druhá otáčková frekvence [Hz]

ε	Hodnota stlačení [MPa]
σ_r	Průběh radiálního napětí [kg/mm ²]
σ_t	Průběh tangenciálního napětí [kg/mm ²]
$3\sigma_t - \sigma_r$	Průběh vrubového napětí [kg/mm ²]

1 Úvod do problematiky kompresorů

Kompresory jsou stroje, které se využívají ke stlačování plynů. Jejich užití může být jako dmychadel a to ke stlačování a dopravě velkých množství plynů. Převážně vzduchu za poměrně malých tlaků. Tato doprava plynů se nejvíce používá v hutnictví a v chemickém průmyslu. Dále mohou kompresory sloužit k výrobě stačeného vzduchu, jenž se využívá téměř ve všech oborech lidské činnosti, například pro pohon pneumatických strojů. Velký význam mají kompresory v chladicí technice, kde se za jejich pomoci provádí zkapalňování plynů.

Dle způsobu stlačování plynů dělíme kompresory na:

- objemové kompresory
- rychlostní kompresory

1.1 Objemové kompresory

U objemových kompresorů stlačování probíhá tak, že se zmenšuje objem do té doby, než plyn dosáhne požadovaného tlaku. Poté se plyn vytlačí z kompresního prostoru do tlakové nádoby nebo potrubí. Objem plynů v průběhu stlačování se mění za pomoci posouvajících se pístů u pístových kompresorů nebo tělesy, které se otáčejí a při tomto pohybu zmenšují objem plynů, jenž mezi nimi uzavřen. Mezi tyto druhy kompresorů patří lamelové a pouzdrové kompresory. Pístové kompresory mohou pracovat buď jako dmychadla nebo jako vlastní kompresory. Obvykle jsou konstruovány na tlak 0,6 - 0,7 MPa a až do výkonu 25 000 m³/h nasátého vzduchu. Při potřebném množství nasátého vzduchu nad 10 000 m³/h je nutno zvážit použití turbokompresorů, jenž jsou vhodnější pro velké výkony. Nejvhodnějším typem kompresoru pro vysoké tlaky jsou pístové kompresory, které jsou schopny vytvořit tlak až 100 MPa.

Pístové kompresory lze rozdělit podle jejich stavby na:

- stojaté, úhlové, ležaté, boxerové
- jednostupňové až sedmistupňové
- jednočinné nebo dvojčinné, s odstupňovaným pístem
- s křížákem nebo bez křížáku

- chlazené vzduchem nebo vodou
- mazané nebo bezmazné

Jednostupňové kompresory:

Jsou to kompresory s jednoduchou konstrukcí a bývají malých až středních výkonností. Uspořádání válců bývá většinou realizováno do V či W s jednočinným trubkovým pístem. Při použití více válců menších rozměrů se sníží mechanická účinnost stroje, ale zase se zlepší vyvážení, což nám umožní navýšit otáčky stroje, zmenšit setrvačnick, základy a hmotnost celého stroje. Větší počet válců nám umožňuje využít typizaci strojů a normalizaci součástí, což jsou hlavní podmínky pro umožnění sériové výroby, jenž nám zase snižuje celkovou výrobní cenu stroje.

Dvoustupňové a vícestupňové kompresory:

Tyto stroje umožňují mnoho způsobů svého uspořádání. Jednočinné stroje mají pro každý stupeň stlačení jeden nebo také více válců. U válců vyšších stupňů se zachovává stejný zdvih, ale je použito postupně menších se průměrů válce. U dvojčinných strojů může být taky využito uspořádání s odstupňováním pístů, jenž je velmi důležité pro několikastupňové vysokotlaké kompresory.

Vysokotlaké kompresory s odstupňovanými písty:

Mohou být jednoválcové nebo také dvojčinné dvouválcové. Výhodou odstupňovaných pístů je jednodušší klikový mechanismus a také možnost dobrého vyvážení působících sil na píst. Nevýhodou je složité utěsnění pracovních prostorů a velké posuvné hmoty. Dále mohou být tyto kompresory konstruovány jako kompresory s protiběžnými písty (tzv. boxerové uspořádání). Zde se spojují výhody pomaluběžných ležatých strojů (dobrý přístup k ventilům a ucpávkám) s výhodami rychloběžných strojů (dokonalé vyvážení, klidný chod, vyšší otáčky než u ležatých strojů).

Rozvody pístových kompresorů:

Rozvod kompresoru je člen, jenž řídí s každou otáčkou sání plynu do válce a jeho výtlak z válce. Tento člen spojuje střídavě válec se sacím a výtlačným potrubím a umožňuje nasátí plynu a následně jeho vytlačení. V dřívějších dobách se používaly rozvody nucené, kde byl jejich pohyb vázán na pohyb hřídele popřípadě pístu. Jednalo se o vačkami ovládané ventily (jako u spalovacích motorů) nebo za pomoci šoupátek. Tyto členy, ale pracují správně pouze při jednom určitém výtlačném tlaku. V současnosti se už tyto druhy rozvodů nepoužívají. U současných pístových kompresorů se hlavně užívá rozvodů samočinných. Jsou to ventily, jenž jsou řízeny rozdílem tlaků ve válci a také v sacím a výtlačném potrubí. Tento druh rozvodů pracuje správně i při jiném tlaku než je tlak jmenovitý.

Ventily:

Patří mezi nejdůležitější části stroje. Na otevření nebo zavření průtoku plynu má ventil asi 0,01 až 0,02 sekundy. Ventily musí umožňovat průtok s malými odpory a mít velmi malý škodlivý prostor. Dále musejí být těsné, odolávat korozi a únavovému opotřebení. Zároveň je požadována snadná údržba a vyměnitelnost součástí

Mazání kompresorů:

Účelem mazání u těchto strojů je:

- zmenšení tření pohybujících se částí
- zmenšení opotřebení pohybujících se strojních součástí
- odvod třecího tepla
- ochrana před korozi

Olejový mazací systém musí mimo jiné také splňovat další specifické požadavky:

- u plynových a vzduchových pístových kompresorů je to odolnost proti vysokým teplotám a tvorbě nebezpečných karbonových úsad.
- u šroubových kompresorů jde o dobré odvádění tepla z plynu a o dobrou separaci oleje z plynu.

Rozlišujeme dva druhy mazacích systému:

- beztlakové mazání
- tlakové mazání

Beztlakové mazání:

Beztlakové mazání rozstřikovací:

Tímto způsobem jsou mazány především menší jednočinné kompresory. Do oleje, který je ve skříni kompresoru zasahuje kolík, jenž je připevněný na víku ojnicí hlavy a při pohybu způsobuje rozbíjení hladiny oleje a vytváření olejové mlhy ve skříni. Pomocí této mlhy je mazán poháněcí klikový mechanismus a také funkční třecí plochy válců.

Beztlakové mazání kroužkové:

U tohoto druhu mazání je na hřídeli nasazen odvalující se kroužek s velkým průměrem, jehož spodní část se brodí v oleji. Poté je olej nanášen na hřídel, kde je za působení odstředivé síly dopravován do ložisek, ze kterých se pak odšťikuje a vytváří mazací mlhu, jenž maže třecí plochy válců stroje.

Mazání tlakové:

Využívá se u kompresorů o výkonnosti nad $100 \text{ m}^3/\text{h}$, stojaté i boxerové koncepce nebo s odstupňovanými písty. Tyto stroje mají vlastní mazací čerpadla, která nasávají olej ze sací vany a tlačí jej mazacími kanálky do všech ložisek. U jednodušších strojů se jedním mazacím olejem mažou jak stěny válce, tak i klikový mechanismus. U složitějších kompresorů je mazání pohybového ústrojí a stěn válce odděleno. Používá se zde dvou druhů olejů, jenž mají odlišné vlastnosti. Mazací systém klikového mechanismu je tvořen čerpadlem, s pohonem od klikového hřídele. Z olejové nádrže stroje je mazací olej dopravován kanálky v hřídeli a ojnicích nebo trubičkami, které mají za úkol rozvod mazacího oleje do hlavních ložisek stroje a také smýkadla křížáku. Do klikových a pístních ložisek je olej přiváděn kanálky. U stojatých kompresorů o velké účinnosti bývá čerpadlo poháněno samostatným elektrickým motorem. Do mazacího okruhu bývá zařazen i chladič

oleje, popřípadě i odstředivý filtr a regulační ventil, který udržuje stálý mazací tlak oleje v mazacím systému.

Čištění vzduchu , filtry:

U pístových kompresorů jsou písty přímo ve styku s vnitřní stranou válce, z tohoto důvodu je válec mazán olejem. Nutno podotknout, že i namazané plochy válce by se mohly poškodit zadřením, kdyby mezi tyto plochy vnikla zrnka prachu. Mezi dalšími případy nebezpečí je, že nasátý prach se vzduchem by mohl obsahovat nečistoty jako jsou zrnka koksů, železa, síry atd.. A mohl by v usazeninách se zbytky mazacího oleje působit jako katalyzátor a podporovat oksidaci oleje, popřípadě zapříčinit i vznícení oleje v potrubí. Z těchto důvodů je nutno vzduch před nasáním do kompresoru čistit. Filtry mohou být kovové nebo keramické. Nejčastější jsou filtry s kovovými rámečky, ve kterých jsou uloženy vlnité plechy. Mezerami mezi nimi proudí vzduch, jenž by se měl čistit. Před tím než jsou filtry uvedeny do provozu, se namočí krabice do speciálního oleje, jenž na povrchu plechů zanechá lepkavou vrstvu. Vzduch, který prochází filtrem mění svou rychlost, směr a přitom se z něho odlučují částice prachu, které ulpívají na lepkavém povlaku. Odpor filtru se při jeho znečišťování zvyšuje. Filtry se umísťují na dobře přístupných místech, aby bylo možno provádět jejich snadnou výměnu.

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [3], [4]

1.2 Rotační kompresory

Patří mezi stroje, které pracují na principu objemového stlačování, to znamená, že stlačují plyn v periodicky se zmenšujícím pracovním prostoru. To je způsobeno vlivem rotačního pohybu pístu nebo jiného elementu.

Šroubové kompresory:

Stlačování plynu se provádí zmenšováním objemu spárových komůrek, mezi šroubovými zuby dvou rotorů. Rotory jsou vyrobeny jako šroubová tělesa se závit, jenž mají stejně velké stoupání a nestejný počet zubů. Hnací rotor má obvykle čtyři zuby s vypuklými zuby, hnací rotor má většinou šest zubů s vydutými boky. Každý rotor má

jiný smysl otáčení, proto se objem pracovních prostorů na sací straně pomalu zvyšuje a na výtlačné straně se pomalu zmenšuje. Plyn je díky trvale otevřenému sacímu kanálu nasáván do prostoru mezi rotory, kde je postupně stlačován a dopravován do výtlačného potrubí. U šroubových kompresorů se říká, že pracují s tzv. vestavěným tlakovým poměrem. To znamená, že tzv. vnitřní tlakový poměr je určen konstrukčními poměry stroje. U běžných strojů nelze tento poměr měnit. Provozování stroje při jiném než tlakovém poměru je spojeno s energetickou ztrátou. U pokrokových konstrukčních řešení šroubových kompresorů se tento nepříznivý jev odstraňuje přidáním regulačního šoupátka. Pomocí kterého lze měnit polohu počáteční hrany výtlačného otvoru ve válci a docílit tím změnu kompresního poměru V_s/V_v , ale také změnu tlakového poměru p_v/p_s . K dosažení co největších energetických i výkonnostních parametrů má hlavní vliv profil zubů. Dřívější kruhový profil byl nahrazen nesymetrickým profilem, jímž se docílilo zlepšení provozních vlastností stroje. Šroubové kompresory můžeme rozdělit na suché a mazané dle pracovního prostoru. Bez maznosti šroubových kompresorů je dovolena bezdotykovým chodem rotorů uložených v ložiskách tak, že se rotory navzájem nedotýkají.

Výhody šroubových kompresorů proti pístovým kompresorům:

- vysoká spolehlivost (jednoduchá konstrukce, nenáročná údržba)
- žádné nevyvážené síly (chod bez vibrací)
- větší životnost (malé opotřebení, rotory nejsou v kontaktu, doba revizí není menší než 50 000 provozních hodin)
- hmotnost stroje je asi 5 krát menší
- velmi dobrá regulovatelnost výkonu

Nevýhody šroubových kompresorů vůči pístovým kompresorům:

- horší účinnosti (větší ztráty způsobené vnitřní netěsností)
- citlivost uložení rotorů (vysoké otáčky)
- značný hluk (především u suchých kompresorů, nutnost tlumičů v sání a ve výtlačku)
- pracná výroba rotorů (vysoká přesnost, citlivost na tepelné dilatace)
- velký hluk

Křídlové kompresory:

Tyto kompresory se vyznačují svou jednoduchou konstrukcí i výrobou, malou hmotností a také rozměry. Dále jsou velice výhodné z důvodu dlouhé životnosti a provozní spolehlivosti, ale také dobré opravitelnosti. Jejich nevýhodou je nižší energetická účinnost a vyšší hlučnost než u pístových kompresorů. Tyto stroje pracují s excentricky uloženým rotorem, jenž má v radiálních drážkách posuvná křídla, která se při rotaci vlivem odstředivé síly vysouvají z drážek ven. A těsní mezi rotorem a statorem kanálky měnící velikosti. Výtlačný tlak je dán polohou výtlačné hrany. Tento stroj má vestavěný tlakový poměr.

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [3]

1.3 Turbokompresory**Historie:**

První radiální turbokompresor byl zprovozněn v roce 1906. Jednalo o čtyřtělesový kompresor s plášťovým chlazením, jenž byl zkonstruován pro stlačování vzduchu na tlak 0,8 MPa. a výkon 3200 m³/h. Tento stroj byl poháněn parními turbínami a sestrojil ho francouzský profesor Rateau. Od té doby se začaly turbokompresory vyrábět v mnoha firmách a uplatňovat se především v hornictví, k výrobě tlakového vzduchu pro pohon pneumatických strojů a nástrojů. Z počátku se tyto stroje vyráběly jako třítělesové nebo čtyřtělesové s vnitřním chlazením. Později se začalo využívat kombinace vnitřního a vnějšího chlazení v mezichladičích. Počet těles pro stlačení vzduchu na 0,8 MPa klesl na 2 tělesa. Od roku 1910 se turbokompresory začaly stavět na větší výkony, postupně až na 150 000 m³/h. V této době se jich také začalo využívat pro dmýchání vzduchu ve vysokých pecích. Okolo roku 1930 se začaly turbokompresory také používat pro stlačování různých plynů a par. Za zajímavost lze považovat, že axiální kompresory byly sestrojeny přibližně ve stejnou dobu jako radiální, ale jejich uplatnění skončilo neúspěšně. To bylo způsobeno tehdy ještě málo propracovanou teorií proudění a také nízkou úrovní technologie výroby. Proto se tyto stroje začaly na určitou dobu přestat vyrábět. Až pozdější pokroky v aerodynamice, výzkumu proudění, ale i vyšší úroveň výroby dovolily sestavení axiálních kompresorů se stejnou účinností, dokonce i vyšší, než u radiálních kompresorů.

Charakteristika turbokompresorů:

Turbokompresory patří mezi rychlostní kompresory. U rychlostních kompresorů se provádí zvýšení tlaku plynu změnou hybnosti plynu při průtoku plynu průtočnou částí stroje. Tyto lopatkové kompresory můžeme dělit na osově (axiální) a odstředivé (radiální). U odstředivých kompresorů je využíváno ke stlačování vzdušiny odstředivé síly. Vzdušina proudí v rovinách kolmých na osu rotace. U osových kompresorů je využíváno ke stlačování vzdušiny změny kinetické energie. Vzdušina proudí v osové směru. V zahraniční odborné literatuře se turbokompresory v širším rozdělení dělí na turbodmychadla a turbokompresory. Za turbodmychadla bývají považovány stroje, které mají výtlakový tlak nižší než 0,2 MPa nebo stroje bez mezichlazení. Za turbokompresor v užším rozdělení jsou považovány stroje s konečným tlakem nad 0,2 MPa. V současné době se již tohoto rozdělení u nás neužívá.

Turbokompresory mají mnoho výhod při srovnávání s pístovými kompresory. Mezi tyto výhody například patří, že tyto stroje nemají žádné vratné hmoty, což má za důsledek klidný chod a proto není potřeba tak velkých základů jako u pístových strojů. Všechny části stroje se pohybují rovnoměrným rotačním pohybem. Turbokompresory neobsahují provozně citlivé součásti jakými jsou například u pístových kompresorů ventily, jenž je potřeba poměrně často měnit. U těchto lopatkových strojů se provádí pouze diagnostika a revize, což velmi zjednodušuje údržbu a snižuje náklady na provoz. Provozní náklady jsou také snižovány menší spotřebou mazacího oleje, který se nedostává do styku se stlačovanou vzdušinou. To je velmi výhodné v potravinářském a chemickém průmyslu. Největší nevýhoda turbokompresorů oproti pístovým kompresorům spočívá v principu komprese v turbokompresoru. Stlačení, kterého můžeme dosáhnout v jednom stupni turbokompresoru závisí hlavně na fyzikálních vlastnostech stlačované vzdušiny, především na její hustotě.

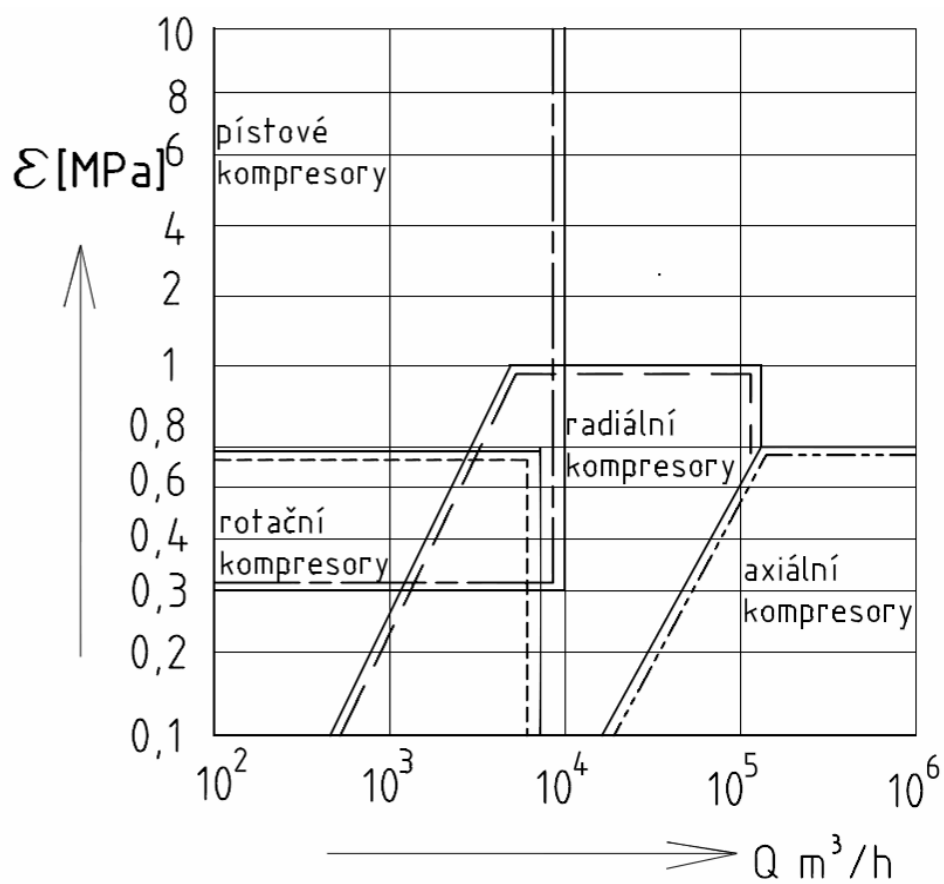
Z ekonomických důvodů je jako mezní výkon pístových kompresorů považována hranice 10 000 m³/h . U turbokompresorů není z technologického ani konstrukčního hlediska složité zvládnutí vysokých výkonů. Problémem je zde zase zvládání vysokých tlaků a malých výkonů. Z toho plyne, že turbokompresory jsou nevhodné pro malé výkony a vysoké tlaky .

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [2], [3]



Obr 1.1 Soustrojí turbokompresoru

1.4 Oblasti použití různých druhů kompresorů



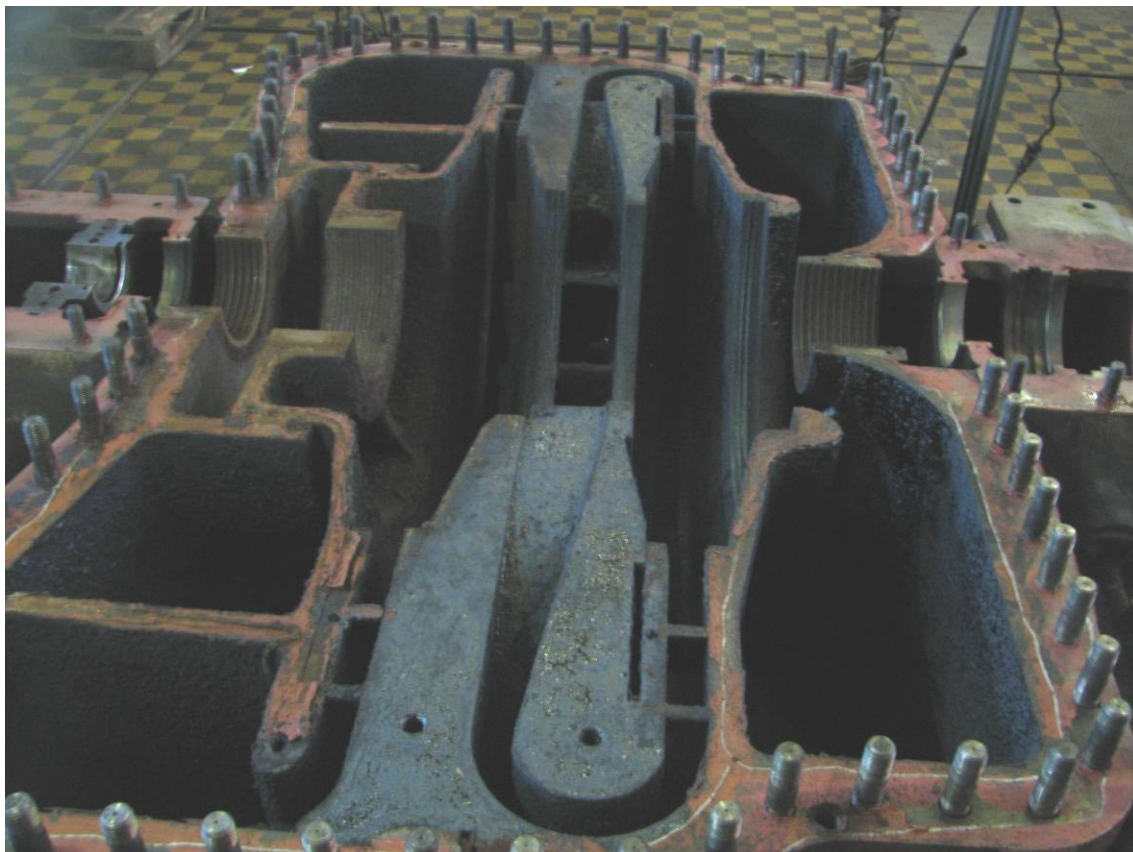
Obr 1.2 Diagram oblastí použití různých druhů kompresorů

Horní hranice užití pístových kompresorů z hlediska ekonomického je omezena nasávaným množstvím $10\,000\text{ m}^3/\text{h}$, hodnota výtlačného tlaku však není rozhodující. U rotačních kompresorů je pole množství nasátého vzduchu omezeno také hodnotou $10\,000\text{ m}^3/\text{h}$ a navíc ještě výtlačným tlakem $0,8\text{ MPa}$. U radiálních kompresorů je minimální nasávané množství závislé na výtlačném tlaku. Maximální výtlačný tlak, jenž je vhodný pro radiální kompresory je přibližně 1 MPa . Pro výkony nad $200\,000\text{ m}^3/\text{h}$ jsou už i radiální kompresory nepostačující. Horní hranice tlaků, jenž jsou vhodné pro turbokompresory činí u radiálních turbokompresorů 1 MPa a u osových $0,6\text{ MPa}$. Tyto hodnoty jsou platné pouze při kompresi vzduchu a vzdušin, které jsou těžší než vzduch. Při stlačování lehkých vzdušin klesá velikost stlačení, jehož lze získat v jednom tělese. Z tohoto důvodu klesá horní hranice tlaku, který je vhodný pro použití turbokompresoru. Maximální tlak se snižuje s rostoucí plynovou konstantou stlačované vzdušiny. Radiální kompresory se především využívají v oborech, kde je potřeba stlačovat střední až velká množství na nízké, popřípadě střední tlaky.

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [2]

1.5 Konstrukční provedení turbokompresorů

Turbokompresory jsou složeny ze dvou hlavních částí. Tyto části se nazývají rotor a stator. Rotor je část, jenž rotuje, nehybnou část označujeme jako stator. U radiálního kompresoru je rotor tvořen hřídelem, na němž jsou napevno nasunuta oběžná kola, vyrovnávací kotouč, spojka, rotorová část ucpávek a jiné. U radiálního kompresoru je stator tvořen skříní, ve které jsou uloženy nerotující části jako jsou ložiska, ucpávkové pouzdra, atd. Za činnou část stroje u axiálních kompresorů jsou považovány rotorové a statorové lopatky.



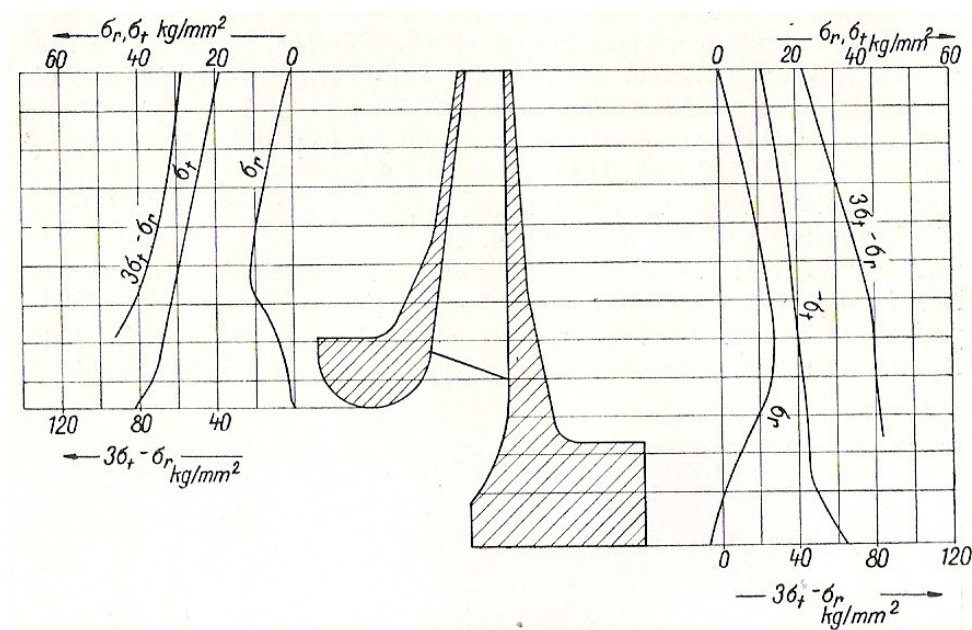
Obr 1.3 Spodní část statoru turbokompresoru

Oběžná kola:

Oběžné kolo u stacionárního turbokompresoru se skládá z nosného a krycího kotouče a oběžných lopatek. Namáhání těchto kotoučů především závisí na obvodové rychlosti, proto se podle její velikosti volí konstrukční řešení kol. Výrobní provedení s kotouči vykovanými z jednoho kusu bývá používáno pro obvodovou rychlost $200 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ až $300 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Pro obvodové rychlosti, které jsou menší než $220 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je nosný kotouč také z jednoho kusu a krycí kotouč je složen z plechového výlisku. Pro rychlosti menší než $160 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je dobré takové provedení, kdy nosný i krycí kotouč je složen z výlisku a vyztužovacího náboje. Lopatky se obvykle spojují s kotouči za pomoci nýtů.

Tvar lopatek může být do písmene U nebo Z. Lopatky s tvarem Z se především užívají u kol s úzkými kanály. Pro výrobu jsou obtížnější čepové lopatky u nichž jsou čepy s lopatkou vyfrézovány z jednoho kusu materiálu. Čepové lopatky mají tu výhodu, že vytvářejí z hlediska proudění dokonalejší kanály v oběžném kole, než je tomu u plechových lopatek. Lopatky lze s kotouči také spojovat za pomoci svařování, kde je lopatka k nosnému kotouči přivařena po celé délce z obou stran. Ke krycímu kotouči je lopatka přivařena pouze na malém kousku na vstupu z kola a výstupu z kola.

Svařovaná oběžná kola dovolují použití lopatek, které jsou s prostorově zakřiveným počátkem, jenž je vyvedený až do míst s osovým prouděním. Tyto kola se používají při rychlostech až do $300 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. U chladících kompresorů, kde jsou velmi nízké obvodové rychlosti se využívá kol odlévaných z lehkých hliníkových slitin. Tato kola se mohou odlévat v celku s krycím i nosným kotoučem. Při obvodových rychlostech větších jak 300 m/s se používají takzvaná otevřená kola bez krycích kotoučů. Tyto kola jsou specifická tím, že lopatky jsou vyfrézovány z výkovku vcelku i s nosným kotoučem. Důležité je, aby se dosáhlo bezrázového vstupu vzdušiny do kola. Proto je nutné, aby lopatka na vstupu byla vyrobená jako prostorově zakřivená plocha. Toho můžeme docílit mechanickým prohnutím lopatek po závěrečném opracování nebo přidáním záběrníku, což je předřazení dalšího lopatkového kola s lopatkami, které jsou prostorově zakřivené. U otevřených oběžných kol je krycí kotouč nahrazen nerotující mezistěnou. Hlavní nevýhodou otevřených kol proti kolům s krycím kotoučem jsou větší netěsnosti. Z tohoto důvodu nastávají větší ztráty. Za nejvíce namáhanou součást v turbokompresoru jsou považovány právě oběžná kola.



Obr 1.4 Průběh velikosti napětí v nosném a krycím kotouči oběžného kola turbokompresoru [2]

σ_r průběh radiálního napětí

σ_t průběh tangenciálního napětí

$3\sigma_t - \sigma_r$ průběh vrubového napětí

Z diagramu lze vyčíst, že největší napětí se vyskytují v krycím kotouči. Kotouče, které jsou velmi hodně namáhané se vyrábějí z chromniklové oceli s obsahem asi 1% Cr, 3% Ni, 0,3% Mo. Maximální hodnota tangenciálního napětí by neměla být vyšší než poloviční hodnota meze pružnosti. Oběžná kola se po smontování musí podrobit krátkodobé zkoušce na roztáčení, na otáčky o 25% vyšší, než jsou maximální provozní otáčky. Tato zkouška ověřuje, že v kotoučích ani lopatkách či nýtovém spoji nejsou žádné závady. Z bezpečnostních důvodů se tato zkouška provádí v roztáčecí jámě, kde v případě roztržení nemůže kolo nikoho ohrozit.

Hřídel:

Hlavním parametrem pro návrh rozměrů hřídele u turbokompresorů jsou především kritické otáčky rotoru. Běh turbokompresoru při otáčkách, které jsou shodné nebo velmi blízké otáčkám kritickým, by měl za následek rozkmitání hřídele, zvýšení celkových vibrací, což by vedlo k trvalým deformacím hřídele a mohlo by i dojít až k havárii stroje. Z tohoto důvodu je nutné, aby kritické otáčky turbokompresoru byly alespoň o 20 % nižší nebo vyšší, než jsou provozní otáčky. Turbokompresor je možno provozovat pod hranicí kritických otáček prvního řádu (při tzv. pružném hřídeli) nebo mezi kritickými otáčkami prvního a druhého řádu (při tzv. pružném hřídeli). Poměr mezi kritickými otáčkami druhého a prvního řádu je závislý na konstrukci rotoru. Tento poměr bývá asi 3,4 až 3,6 u běžného provedení. Obvykle postupujeme tak, že nejprve zjistíme jen kritické otáčky prvního řádu. Dále můžeme předpokládat, že provozní otáčky jsou v blízkosti kritických otáček druhého řádu, proto je nutno zjistit početně i tyto otáčky. V případě, kdy nejsou provozní otáčky dostatečně daleko od kritických otáček, je třeba změnit rozměry rotoru a provést kontrolu opakovaně. Kritické otáčky lze zvýšit zvětšením průměru hřídele, zmenšením ložiskové vzdálenosti, zmenšením hmotnosti oběžných kol a zmenšením délky přechýlujících konců rotoru.

U strojů vícestupňových je také někdy nutno volit tříložiskové uspořádání hřídele nebo dvoutělesové, popřípadě vícetělesové uspořádání stroje s ohledem na kritické otáčky. Provozní otáčky jsou u většiny konstrukcí vícestupňových turbokompresorů nastaveny mezi kritickými otáčkami prvního a druhého řádu. V případě nutnosti provozu turbokompresoru v širokém rozmezí otáček se volí někdy tuhý hřídel, u kterého jsou maximální provozní otáčky nižší než kritické otáčky. Po správném vyvážení rotoru nedělá přejíždění kritických otáček při spouštění a zastavování stroje žádné potíže. Vyvážení rotoru se provádí tak, že se před nasazením kola na hřídel nejdříve vyváží každé kolo

staticky, poté se rotor i s nasazenými koly a polovinami spojek musí vyvážit dynamicky. Úběrem materiálu na obvodě kol se odstraňuje diagnostikovaná nevyváženost. Hřídele jsou vyráběny z nízkolegovaných ocelí. Mimo výpočtu kritických otáček je nutno hřídele ještě kontrolovat na namáhání na krut v místech, kde nastává maximální namáhání hřídele.



Obr 1.5 Hřídel turbokompresoru

Ucpávky :

Ucpávky se využívají k utěšňování prostorů turbokompresorů nebo také ke snižování průtoku média v místech o různém tlaku. Ucpávky se dělí z hlediska umístění na vnitřní a vnější. Vnitřní ucpávky se používají k oddělení průtočných prostorů turbokompresoru a to z důvodu snižování množství vzdušiny, která uniká z míst o vyšším tlaku, do míst o nižším tlaku. Jde především o snižování ztrát vlivem netěsností. Vnější ucpávky slouží k oddělení vnitřního prostoru od vnější atmosférického prostředí.

Ložiska :

U turbokompresorů nosná ložiska zachycují síly působící v radiálním směru, hlavně hmotnost rotoru. Obvykle se používají kluzná ložiska s hydrodynamickým mazáním. Kvůli snadné montáži a demontáži a revizím bývají ložiska horizontálně dělena. Ložiska bývají odlita z oceli a jsou vylita kompozicí. Jejich mazání bývá tlakovým olejem o tlaku 80 až 120 kPa. Teplo vznikající při tření se odvádí olejem, který je chlazen v olejovém chladiči. Z tohoto důvodu stačí při návrhu ložiska kontrolovat měrný tlak, jenž se maximálně volí 1 MPa. Poměr délky ložiska k průměru čepu se volí většinou 0,8. Ložiska, která jsou mazána kroužkovým mazáním jsou výrazně jednodušší, avšak jejich použití je omezeno odvodem tepla vznikajícího třením. Ložiska s tímto typem mazání bývají uplatňována jen pro nízké otáčky a malé zatížení.

Axiální ložiska zachycují síly, jenž působí ve směru osy hřídele. Osová ložiska u turbokompresorů se vyrábějí jako oboustranná, protože v případě pompáže může dojít ke změně směru osově síly. Nejpoužívanější axiální ložiska jsou Michellova typu s nosnými segmenty, jenž se naklápějí do požadované polohy. Naklápěcí segmenty se naklápějí buď na kuželové ploše nebo podél naklápěcí hrany. Segmenty jsou také vylity kompozicí. Konstrukčně bývá axiální ložisko s nosným ložiskem spojováno v ložisko kombinované, kde pánev nosného ložiska nese po obou stranách segmenty axiálního ložiska. U turbodmychadel, kde je malá osová síla se zachycuje tato síla nákržky na hřídeli. Množství přiváděné oleje do kluzných ložisek musí tak velké, aby střední hodnota oteplení oleje v ložisku nebyla větší jak 20 °C. Dle tohoto požadavku je nutno dimenzovat přívodní a odpadní potrubí a kanálky v pánvích.

Rychlost oleje v přívodním potrubí bývá asi $1\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, odpadní potrubí by mělo být dvojnásobného průměru se zřetelem na zpěňování oleje. U odtokového potrubí každého ložiska musí být umožněna kontrola průtoku a teploty oleje. Teplota pánve by neměla být vyšší jak 75 °C. Poškození axiálního ložiska by zapříčinilo posuv rotoru v osově směru a to by mohlo vést až k vážnému poškození stroje. Z tohoto důvodu mají turbokompresory hlídač posuvu rotoru. To je zařízení, jenž zastaví stroj v případě, kdy dojde k nepřijatelnému posuvu rotoru v osově směru. Valivá ložiska se u turbokompresoru využívají jen v ojedinělých případech.

Vyrovňovací kotouč:

Při stlačování vzdušiny vzniká osová síla působící na rotor turbokompresoru. Použitím vyrovnávacího kotouče je tato síla zmenšována. Tímto kotoučem se zachycuje asi jen 75% osově síly, zbytek je zachycen osovým ložiskem. To zaručuje, že osová síla působí i při změně provozních podmínek stále stejným směrem a je zabráněno posuvu rotoru v osovém směru. Vyrovnávací kotouče bývají opatřeny labyrintovými ucpávkami s velkým počtem břitů, aby unikající množství vzdušiny bylo co nejmenší.

Spojky:

Slouží k přenosu výkonu z hřídele hnacího stroje na hřídel turbokompresoru. U pružných spojek je přenášen pouze kroutící moment, zatímco pevné spojky přenášejí i ohybový moment. Při provozu stroje se musí počítat s možným posuvem vzájemné polohy hřídelů v radiálním i axiálním směru. K tomuto posuvu dochází z důvodu tepelné dilatace, nestejnoměrného opotřebování ložisek, atd. Spojení obou hřídelů by mělo dovolovat vzájemný posuv hřídelů v osovém směru, ale i radiální a úhlové vyosení. Z toho důvodu je vhodné použít pružných spojek. Tyto pružné spojky také tlumí přenos vibrací z jednoho stroje na druhý stroj. Jelikož pružné spojky jsou náročnější a dražší, tak se za jejich pomoci spojují jen hřídele rychloběžné (hřídel turbokompresoru a hřídel pastorku převodovky). Pomaloběžná soustrojí (hřídel elektromotoru a hřídel převodovky) se spojují pevnou spojkou. Spojení pevnou spojkou je mnohem náročnější na montáž. Mezi velkou výhodou pevného spojení patří vzájemné vykompenzování osových sil, například mezi turbokompresorem a turbínou. Pevné spojení hřídelů je uskutečněno za pomoci kotoučové spojky. Pružné spojení hřídelů bývá většinou realizováno zubovou spojkou. Při přenášení menších výkonů za nízkých otáček se někdy využívá pružných spojek s pryžovými válečky, kde v jedné polovině spojky jsou přidělané čepy, na nichž jsou nasunuty pryžové válečky, jenž zasedají do otvorů v kotouči spojky, který je nasazený na druhém hřídeli.

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [2]

2 Vibrodiagnostika

Vibrodiagnostika je řazena mezi bezdemontážní metody technické diagnostiky. Její měření bývá obvykle prováděno za provozu stroje. Za pomoci vibrodiagnostiky se snažíme zjistit skutečný technický stav stroje. Vibrodiagnostika považuje za základní parametr pro vyhodnocování stavu stroje vibrace. Tato metoda technické diagnostiky nám umožňuje plánování potřebných oprav, předcházení havarijních stavů strojů a také snižování celkových nákladů na provoz a údržbu stroje. U rotujících strojů jsou vibrace spjaty s dynamickým namáháním stroje, to především souvisí s nevývahou, stavem ložisek, opotřebením a jinými poruchami.

2.1 Měření vibrací

Všechny stroje pracující na rotačním principu jsou doprovázeny mechanickým kmitáním, jemuž se v praxi nelze vyhnout. Včasné odhalení závad nám umožňuje plánování oprav a opatření, které by vedly ke zlepšování technického stavu stroje.

2.2 Snímače vibrací

Základní rozdělení snímačů je podle parametru, který snímač měří. Mezi tyto parametry patří rychlost kmitání, zrychlení a výchylka. Při měření jakéhokoliv parametru vibrací by měl výstupní signál co nejvíce odpovídat průběhu mechanických vibrací.

Akcelerometry :

Patří mezi seismické zařízení, jenž vytvářejí výstupní signál úměrný mechanickému kmitání měřeného tělesa. Jsou to nejrozšířenější snímače vibrací, kde výstupní signál může být zpracován tak, aby vytvářel požadovanou veličinu (rychlost, zrychlení a výchylku vibrací). Připevňují se na nerotující části stroje. Akcelerometry jsou specifické svým rozsáhlým dynamickým a frekvenčním rozsahem. Tyto snímače jsou funkčně založeny na principu piezoelektrického jevu. Akcelerometry se skládají z několika piezoelektrických krystalových elementů, tyto krystaly vytvářejí elektrický náboj, jenž je úměrný síle. Akcelerometry můžeme rozdělit na tlakové a smykové.



Obr 2.1 Akcelerometr Wilcoxon 786A [6]

Snímače rychlosti :

Jsou řazeny také mezi seismické zařízení, jenž vytvářejí napěťový signál úměrný mechanické vibrační rychlosti tělesa. Výstupní signál lze integrovat na výchylku vibrací. Umisťují se též na nerotující části stroje. Snímač rychlosti vibrací má v sobě zabudovanou cívku, jenž kvůli vibračním kmitá v magnetickém poli magnetu. V současnosti se už tyto snímače nepoužívají.

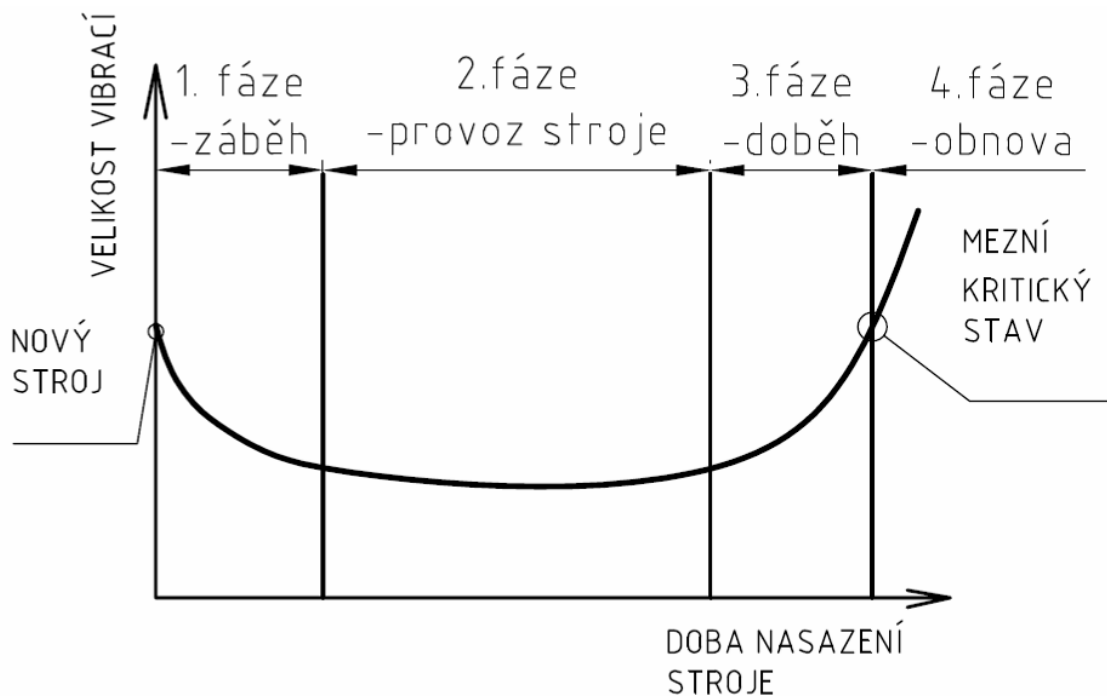
Bezdotykové sondy :

Jsou přístroje u kterých je výstupní signál přímo úměrný relativní výchylce vibrací mezi otáčejícími se a neotáčejícími se částmi stroje .U velkých rotujících strojů nebo u strojů, kde je velká hmotnost statoru oproti hmotnosti rotoru, bývá důležité měřit relativní výchylku mezi rotorem a statorem stroje. Relativní výchylku můžeme měřit bezdotykovým zařízením, které je nazýváno jako snímač výchylky. Většina těchto snímačů výchylky je založena na principu vířivých proudů. Vysokofrekvenční magnetické pole vzniká okolo cívky, kterou prochází střídavý proud o vysokých frekvencích. Jsou-li do tohoto magnetického pole vloženy součásti, které mohou vést elektrický proud, tak se v materiálu vytvářejí vířivé proudy, jenž získávají energii ze zmiňovaného magnetického pole.

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [1]

2.3 Životnostní fáze stroje

Z důvodu kvality plánování údržby ve výrobě je nutno provádět měření na funkčně důležitých místech stroje. Tato měření je potřeba porovnávat s předchozí hodnotou a vyhodnocovat technický stav stroje. Pokud tato měření jsou vynášena do grafu závislosti velikosti vibrací ku času nasazení, tak poté dostáváme tzv. Vanovou křivku. Z této křivky poté můžeme určit zbytkovou životnost, která nám dodává další informace důležité z hlediska plánování údržby.



Obr 2.2 Životnostní fáze stroje

Záběhová fáze – Většinou se jedná o případ, kdy je sledovaný stroj nový nebo po generální opravě. U takové stroje se zpočátku vyskytují zvýšené vibrace, které se postupně snižují až do doby, kdy dojde k zaběhnutí.

Provozní fáze – Tato fáze bývá obvykle nejdelší a jedná se nejproduktivnější období sledovaného objektu, kdy velikost vibrací je téměř konstantní po celou dobu fáze. Během tohoto období se objekt vyznačuje svou bezporuchovostí .

Doběhová fáze - Vyznačuje se opětovným nárůstem vibrací, což je zapříčiněno opotřebením stroje. V této oblasti se také zvětšuje poruchovost a můžeme také očekávat havárii, která vede ke konci funkčnosti stroje.

Obnovovací fáze - V této fázi dochází k výměně a opravám poškozených částí stroje, aby stroj mohl dále sloužit a vykonávat svou práci.

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [1]

2.4 Základní metody vibrační diagnostiky

Vibrace strojů mohou být způsobeny různými příčinami, počínaje problémy se spojkou, ložisky, ozubenými koly atd. Tyto poruchy je možno zjistit za pomoci několika základních metod, které jsou vhodné pro určité druhy závad. Za nejrozsáhlejší metodu je považována frekvenční analýza s pomocí FFT.

Frekvenční analýza za pomoci FFT

Tato metoda patří mezi nejpoužívanější metody. Je založena na hledání periodicky se opakujících dějů, jenž jsou následně zobrazeny v určitém souřadnicovém systému. Souřadnicové systémy mohou být dvou druhů. Využíváme-li souřadnicový systém amplituda (osa y) a frekvence (osa x), pak se jedná o frekvenční spektrum. V případě souřadného systému amplituda (osa y) a čas (osa x) se jedná o časový průběh. U strojů pracujících s periodickým cyklem, je vibrační signál rozložen na velký počet sinusových signálů s danou amplitudou a počáteční fází. Frekvenční analýza nám umožňuje získat mnoho potřebných informací z naměřeného signálu.

Kepstrální analýza

Je to metoda, která je založena na hledání pravidelných rozdílů mezi vedlejšími frekvenčními čarami. Této metody je využíváno v případech, kdy frekvenční spektrum obsahuje několik nosných frekvencí, na nichž jsou namodulovány boční pásma. Odstup bočních pásem je vyobrazen v kepstru za pomoci jednotlivých čar. Popisovaná metoda je vhodná například pro diagnostiku ozubených převodů.

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [1]

2.5 Diagnostika závad lopatkových strojů

Pravidelná údržba a kontrola stavu opotřebení strojních součástí u těchto strojů je velmi důležitá z důvodu velkého pracovního vytížení. V některých provozech je potřeba, aby tato zařízení pracovala nepřetržitě až několik tisíc pracovních hodin bez odstavení. Proto je nutno, aby u těchto strojů byla prováděna pravidelná vibrodiagnostika, jenž by odhalila všechny závady v počátcích svého vzniku. U lopatkových strojů mohou vznikat následující závady.

Lopatková frekvence zaznamenané ve spektru vibrací

U lopatkových strojů se v naměřeném spektru vibrací vyskytují tzv. lopatkové frekvence, tyto frekvence se vyskytují na kmitočtu násobku otáčkové frekvence a počtu rotujících lopatek kola.

$$=> f_{\text{Lopatková}} = f_n \cdot n_{\text{Lopatek}} \quad (1)$$

Dále se také ve spektru vibrací mohou vyskytnout násobky lopatkové frekvence. Z těchto násobků je nejvýraznější druhá lopatková frekvence a její sudé násobky. Tyto vibrace se především vyskytují na ložiscích. Dojde-li k poškození lopatky kola nebo nastane-li velká proměnná lopatková vůle, pak dochází ke zvětšování amplitudy vibrací na lopatkových frekvencích a také jejich sudých násobcích. Dále se mohou také objevovat modulace.

Nestabilita rotoru v kluzných ložiskách

Tato porucha má souvislost se vznikem obvodového proudění oleje. Nestabilita může nastat u strojních součástí jako jsou ložiska a ucpávky. Tento jev vede k poškozování ucpávek a také ke krátké životnosti kompozice ložisek. V praxi mohou nastat dvě fáze nestabilit nazývané jako:

- Whirl - víření oleje
- Whip - tlučení oleje

Při první fázi označované jako Whirl dochází ke vzniku obvodového proudění, které je způsobeno malou excentricitou hřídele v ložisku a poté i nízkou tuhostí olejové vrstvy. Z tohoto důvodu vzniká olejový klín, jenž rotuje s rychlostí přibližně asi 0,5 X otáčkové rychlosti hřídele po obvodu ložiska. To je příčinou vzniku přídavného buzení objevujícího FS VŠB – TU OSTRAVA

se asi na 0,36-0,49 násobku otáčkové frekvence. Přídavné buzení je sledováno otáčkami a lze jej pozorovat v 3D spektrálních diagramech. Při zvyšování otáček až nad mez stability, dochází ke vzniku druhé fáze nestability nazývané Whip. V tomto případě se poruchová frekvence s otáčkami asymptoticky blíží 1X násobku otáčkové frekvence rotoru. Hodnoty amplitud celkových efektivních hodnot vibrací jsou ustálené jak u tlučení oleje, tak i u víření oleje. Poruchu lze zjistit z 3D spektrálního diagramu rozběhu a doběhu sledovaného zařízení.

Praskliny v rotoru:

U strojních zařízení jako jsou odstředivé kompresory mohou vznikat na rotorech strojů praskliny. Tyto praskliny mohou vznikat z důvodu konstrukčních, materiálových, popřípadě výrobních vad již v počáteční fázi života stroje nebo mohou také vznikat z důvodu velkého zatížení ve směru radiálním. Z důvodu vysokých nákladů na opravu stroje po havárii, je nutno, aby ke zjištění závady došlo co nejdříve a následně mohlo dojít k jejímu odstranění. Detekce těchto prasklin spočívá v principu měření vibrací hřídele. Rotorové praskliny se ve spektru vibrací vyznačují především dvěma příznaky. Prvním znakem těchto vad je změna amplitudy fáze 1X složky vibrací, tato změna souvisí průhybem rotoru, kde vznikla příčná trhлина. Druhým znakem obvykle bývá změna velikosti vektoru vibrací vyfiltrovaných na 2X násobku otáčkové frekvence rotoru a její velké zvýšení hlavně během přechodu kritik.

Uvolnění základů stroje, uvolnění ložiska , velká vůle kluzného ložiska:

U rotačních strojů mezi které patří i kompresory, bývá obvyklou závadou uvolnění ložiska nebo základu. Ve vibrodiagnostických měřeních se tyto závady projevují ve všech třech směrech měření. V případě uvolnění základů dochází hlavně k nárůstu špičky na 1X otáčkové frekvenci a to z důvodu větší poddajnosti soustavy. Je-li uvolnění periodického smyslu, pak se jedná o uvolnění ložiska. Dle pásma rychlosti otáček v závislosti na rezonanci rotoru, se poté mechanické vibrace tímto způsobem vyvolané projeví ve frekvenčním spektru nárůstem 1X otáčkové frekvence nebo obvyklými násobky 1/2X a 1/3X. Při zjišťování nadměrných velikostí vůlí, je nutno sledovat orbitu z relativních snímačů X-Y na ložisku, ale také monitorovat statickou polohu hřídele, jenž má sklon k nestabilitě.

Turbulence a pompáž ve spektru vibrací:

Pompáž u lopatkových strojů může zapříčinit rychlou destrukci důležitých částí stroje. Všechny lopatkové stroje jsou navrhovány pro určitý objem stlačovaného nebo dopravovaného plynu. V navrhovaných pracovních místech nesmí docházet k pompáži. V případech, kdy dochází ke vzdalování skutečného stavu od navrženého stavu, se snižuje rychlost proudění do stroje (nedostatek vzdušiny na vstupu) a dochází k přerušení proudění na lopatkách kola a poté k návratu tlaku zpět na vstup stroje. Výskyt pompáže bývá doprovázen zvukovou odezvou. Abychom stroj mohli dostat z pompáže ven, tak musíme stroj nejdříve plně odlehčit a následně znovu najet do zatíženého stavu.

Pro tvorbu této kapitoly bylo použito literatury [1]

3 Stručný popis společnosti koksovna Svoboda

Hlavním výrobním produktem společnosti koksovna Svoboda je výroba koksu. Koks je ve skutečnosti pevný uhlíkatý zbytek, jenž je odvozen z nízkopopelového černého uhlí. Výroba koksu je především založena na principu vysokoteplotní karbonizace černého uhlí v koksárenských bateriích s omezeným přístupem kyslíku. Vedlejšími produkty při výrobě koksu jsou dehet, čpavek, koksárenský plyn, síra, benzol. Koksovna Svoboda byla založena v roce 1908 pod názvem František, avšak později byla přejmenována. V současné době má koksovna 210 komor s kapacitou 16 tun koksu. Celý výrobní cyklus koksu trvá přibližně 30 hodin.

Pro tvorbu této kapitoly bylo využito odkazu [7]



Obr 3.1 koksovna Svoboda

4 Měření vibrací na strojním zařízení a jejich vyhodnocení

V této kapitole jsou shrnuty výsledky vibrodiagnostických měření a také jejich rozbor. Měření probíhalo v periodických časových intervalech za provozu stroje a bylo prováděno na všech důležitých místech soustrojí, jenž je nutno diagnostikovat. Měření vibrací probíhalo na turbokompresorech, které slouží dopravě koksárenského plynu v ostravském podniku koksovna Svoboda.

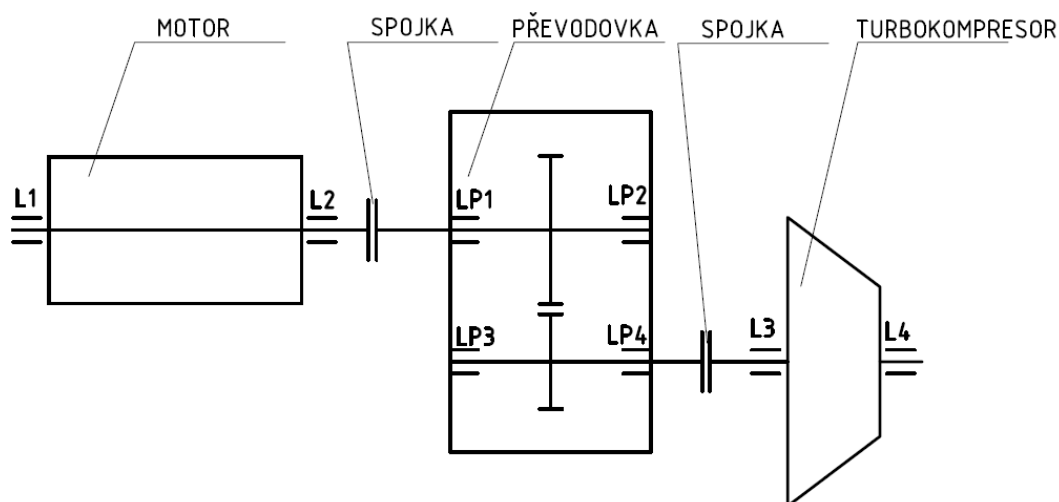
4.1 Použité měřicí zařízení

Pro měření vibrací se v současnosti využívá akcelometrů. Akcelerometry pracují na principu piezoelektrického jevu. Síla, jenž způsobuje vibrace, působí povrch akcelometru, kde je zabudován piezoelektrický krystal, který vytváří elektrický náboj, jenž je přímo úměrný vibracím. V našem měření bylo využito akcelometru A102-1A od firmy Adash, jenž byl přichycen k měřené části stroje za pomoci integrovaného plochého magnetu. Námi vybraný akcelerometr byl připojený k měřicímu přístroji Adash A4400-VA4. Ke zpracování naměřených výsledků byl použitý software DDS 2007 od stejnojmenné firmy Adash.



Obr 4.1 Adash A4400 - VA4

4.2 Schéma měřeného zařízení



Obr 4.2 Schéma měřeného zařízení

4.3 Popis měřeného zařízení

Motor :

Celé zařízení je poháněno třífázovým asynchronním elektromotorem typu: 1EMSE 100-43-4Z. U asynchronního elektromotoru jeho otáčky závisí nejen na frekvenci sítě, ale také na zatížení. Asynchronní el. motor je také citlivý na změny elektrického napětí v elektrické síti. Další parametry elektromotoru jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab 4.1 Parametry elektrického motoru

Výrobce	ČKD - Praha	
Asynchronní	3 ~	Typ 1EMSE 100-43-4Z
Stator Δ	3000 V	178 A
Rotor \perp	720 V	660 A
Výkon:	780 kW	
Otáčky:	1485 ot·min ⁻¹	
Hmotnost:	5085 kg	
Rok výroby:	1986	



Obr 4.3 Motor turbokompresoru

Převodovka:

Soustrojí, jenž diagnostikujeme se skládá také z převodovky, která má za úkol přenášet výkon z el. motoru na hřídel lopatkového stroje, ale také změnu velikosti otáček z motoru na otáčky potřebné pro pohon hřídele lopatkového stroje. Hlavní převodové ústrojí je složeno ze dvou hřídelů, které jsou uloženy ve čtyřech ložiscích. Změna otáček je provedena za pomoci ozubených kol. Celkový převodový poměr je $i = 2,72$.



Obr 4.4 Převodovka turbokompresoru

Turbokompresor:*Tab 4.2 Parametry turbokompresoru*

Výrobce:	ČKD - Praha
Typ:	2RVA 122
Sací tlak:	0,09316 MPa
Výtlačný	0,1229 MPa
Otáčky:	4050 ot·min ⁻¹
Výkonnost:	32000 m ³ / h
Hmotnost:	14180 kg
Vzdušina:	Koksárenský plyn

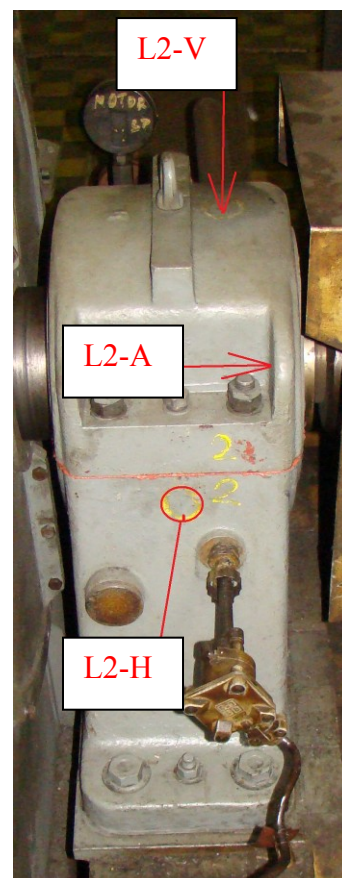
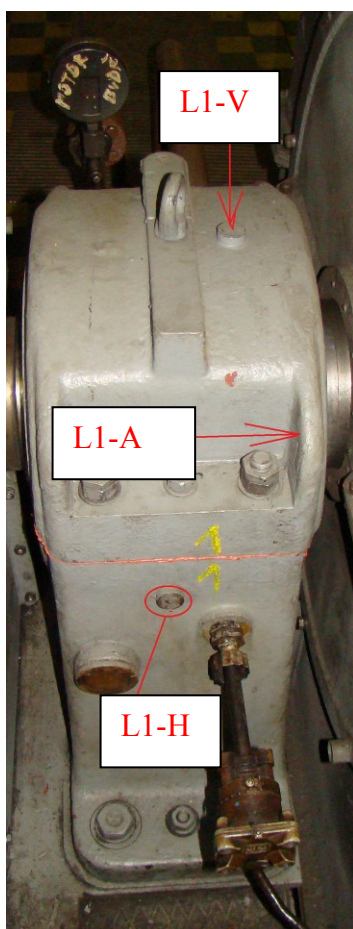
*Obr 4.5 Turbokompresor*

4.4 Volba měřících míst na strojním zařízení

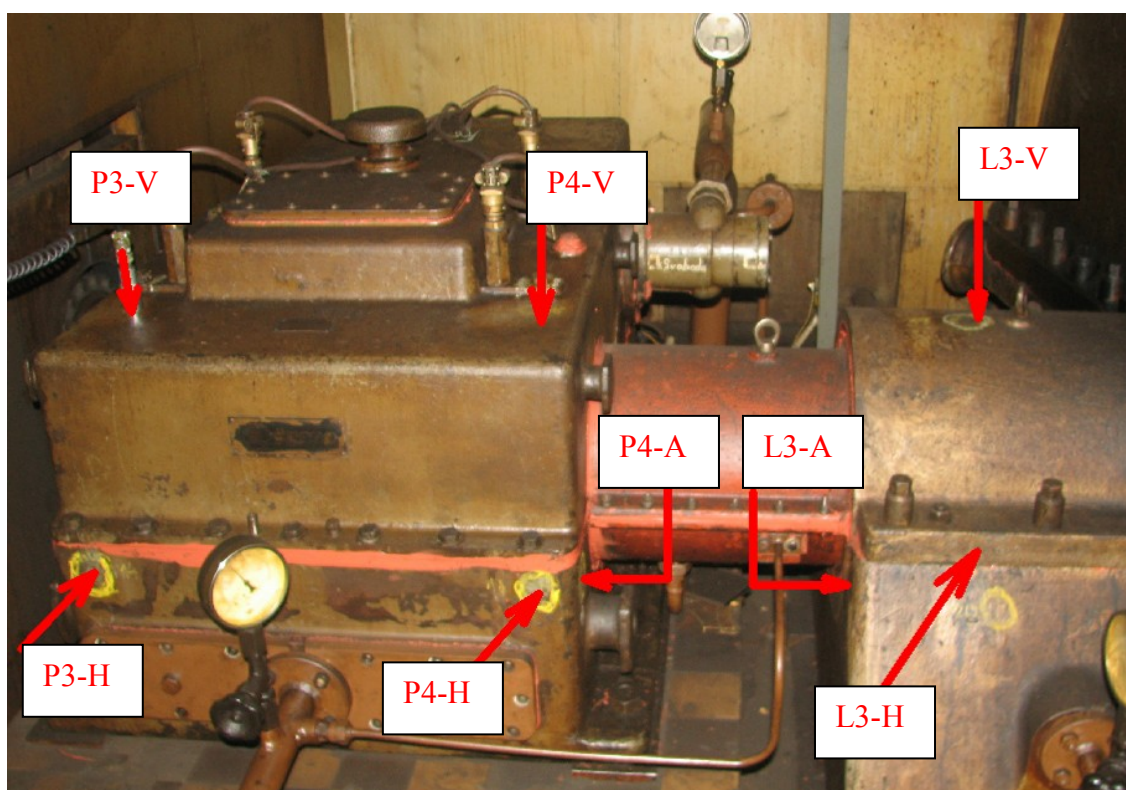
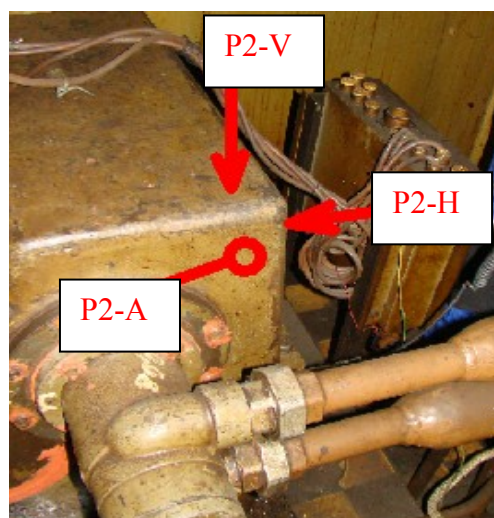
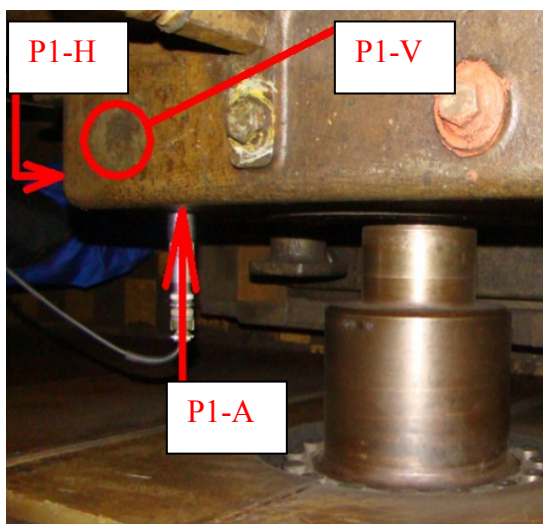
Umisťování snímačů vibrací pro účely sledování vibrací by se mělo provádět dle doporučené platné normy ČSN ISO 13371 – 1. V našem případě každé měření vždy probíhalo na řádně označených měřících místech, aby nedocházelo k chybám z důvodu změny polohy snímače. Tato místa byla zvolena tak, aby cesta šířeného signálu byla pokud možno co nejkratší. Aby nedocházelo ke zmiňovanému zkreslování naměřených hodnot. Jelikož všechna měřicí místa byla dobře přístupná, tak se nám podařilo provést měření ve všech třech směrech (axiální směr, vertikální směr, horizontální směr).

Označení měřících míst :

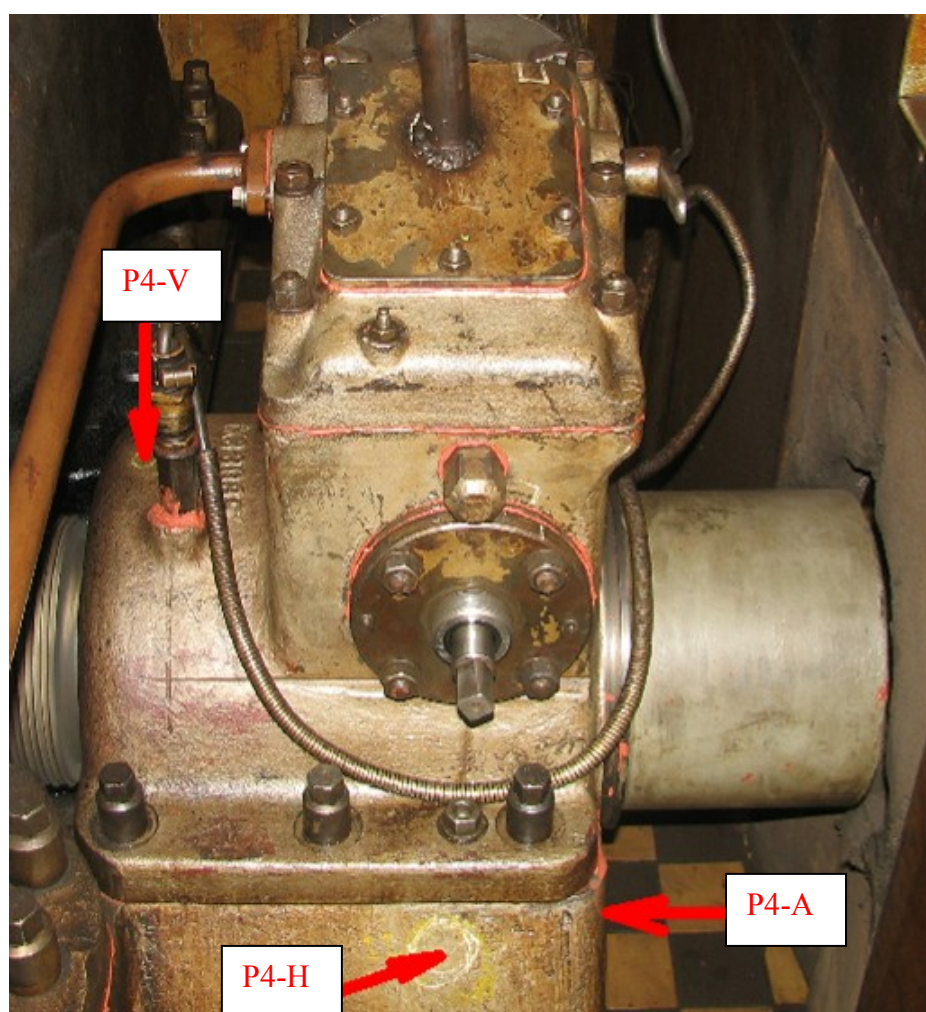
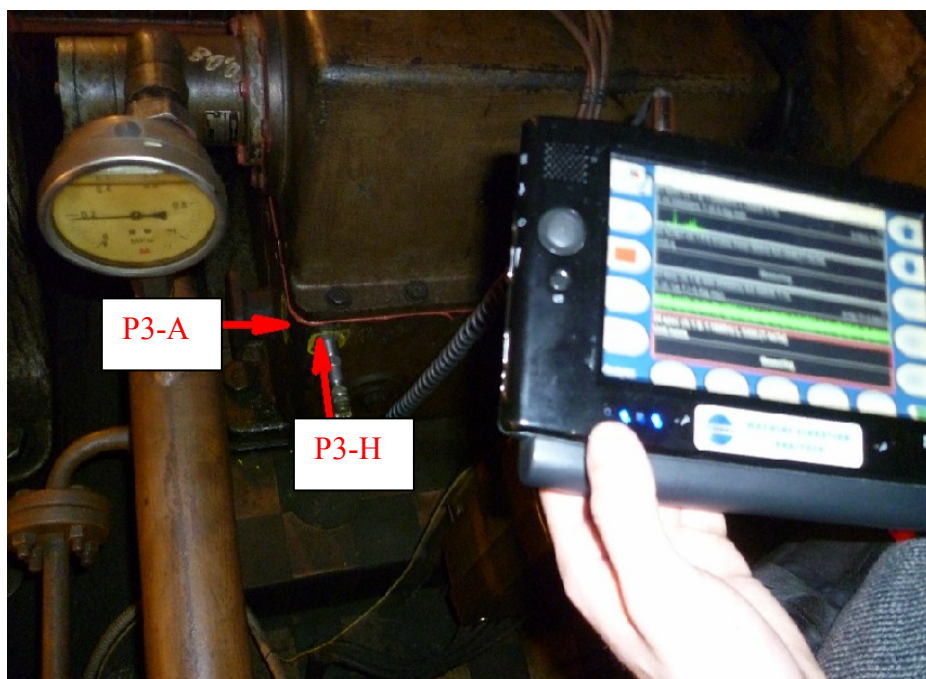
- axiální směr - A
- vertikální směr - V
- horizontální směr - H



Obr 4.6 Volba měřících míst – ložiska motoru



Obr 4.7 Volba měřicích míst – převodovka, ložisko hřídele turbokompresoru



Obr 4.8 Volba měřících míst – převodovka, koncové ložisko hřídele turbokompresoru

4.5 Teploty ložisek v elektromotoru a převodovce

Turbokompresor č.2 - Měřeno dne 16.11 2010, Výtlačný tlak $P = 21,6$ kPa

Tab 4.3 Teploty ložisek v elektromotoru a převodovce – T.č.2-1. měření

Ložisko el. motoru č.1	35,3 °C
Ložisko el. motoru č.2	37,7 °C
Ložisko převodovky č.1	42,4 °C
Ložisko převodovky č.2	39,4 °C
Ložisko převodovky č.3	38,7 °C
Ložisko převodovky č.4	46,4 °C

Turbokompresor č.2 - Měřeno dne 16.11 2010, Výtlačný tlak $P = 14,4$ kPa

Tab 4.4 Teploty ložisek v elektromotoru a převodovce – T.č.2-2. měření

Ložisko el. motoru č.1	32,3 °C
Ložisko el. motoru č.2	34,9 °C
Ložisko převodovky č.1	39,6 °C
Ložisko převodovky č.2	39,3 °C
Ložisko převodovky č.3	35,9 °C
Ložisko převodovky č.4	43,9 °C

Turbokompresor č.3 - Měřeno dne 16.12 2010 Výtlačný tlak $P = 30$ kPa

Tab 4.5 Teploty ložisek v elektromotoru a převodovce – T.č.3-1. měření

Ložisko el. motoru č.1	47 °C
Ložisko el. motoru č.2	49 °C
Ložisko převodovky č.1	43 °C
Ložisko převodovky č.2	43 °C
Ložisko převodovky č.3	59 °C
Ložisko převodovky č.4	54 °C

Turbokompresor č.2- Měřeno dne 30.3 2011 Výtlačný tlak $P = 21,1 \text{ kPa}$ *Tab 4.6 Teploty ložisek v elektromotoru a převodovce – T.č.2-3. měření*

Ložisko el. motoru č.1	$33,1^{\circ}\text{C}$
Ložisko el. motoru č.2	$35,6^{\circ}\text{C}$
Ložisko převodovky č.1	$40,3^{\circ}\text{C}$
Ložisko převodovky č.2	$39,1^{\circ}\text{C}$
Ložisko převodovky č.3	$37,2^{\circ}\text{C}$
Ložisko převodovky č.4	$44,7^{\circ}\text{C}$

*Obr 4.9 Řídící panel turbokompresoru*

4.6 Měření a vyhodnocení mohutnosti vibrací

Měřením mohutnosti vibrací máme na mysli měření efektivní hodnoty vibrací (RMS) v pásmu 10 – 1000 Hz, naměřené hodnoty jsou udávány v jednotce $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Vyhodnocování naměřených hodnot se poté provádí dle platné normy ČSN ISO 10816 – 3. Tato norma je platná pro soustrojí, jenž jsou poháněna elektromotorem popřípadě parní turbínou s výkonem nad 15 kW a otáčkami mezi 120 – 15000 $\text{ot}\cdot\text{min}^{-1}$. Norma dále rozděluje stroje na čtyři skupiny dle parametrů měřeného stroje. Naše strojní zařízení zapadá do I. skupiny strojů, jenž je určena pro středně velké stroje o výkonu 300 kW – 50MW popřípadě elektrické stroje s výškou hřídele nad 315 mm. Měřené zařízení má tuhý základ.

Třída uložení	Hranice pásma	Efektivní hodnota výchylky [μm]	Efektivní hodnota rychlosti [mm/s]
Tuhé	A/B	29	2,3
	B/C	57	4,5
	C/D	90	7,1
Pružné	A/B	45	3,5
	B/C	90	7,1
	C/D	140	11,0

Obr 4.10 Rozdělení pásem mohutnosti vibrací dle ČSN 10816-3

Pásma hodnocení vibrací :

A - Pásmo pro nové, přejímané stroje.

B - Stroje ležící v tomto pásmu mohou být provozovány po neomezeně dlouhou dobu.

C - Stroje ležící v pásmu C jsou neuspokojivé pro trvalý provoz.

D - U strojů nacházejících se v pásmu D, mohou vibrace vyvolat poškození stroje.

Naměřené hodnoty RMS*Tab 4.7 Velikosti naměřených hodnot*

MÍSTO MĚŘENÍ	JEDNOTKA MĚŘENÉ VELIČINY	TURBO-č.2 MĚŘENÍ Č.1 (16.11 2010)	TURBO-č.2 MĚŘENÍ Č.2 (16.12 2010)	TURBO-č.3 MĚŘENÍ Č.1 (16.12 2010)	TURBO-č.2 MĚŘENÍ Č.3 (30.3 2011)
L1-V	mm·s ⁻¹	0,32	0,28	0,26	0,27
L1-H	mm·s ⁻¹	0,24	0,23	0,26	0,22
L1-A	mm·s ⁻¹	0,72	0,8	0,74	0,58
L2-V	mm·s ⁻¹	0,29	0,27	0,37	0,25
L2-H	mm·s ⁻¹	0,41	0,44	0,66	0,36
L2-A	mm·s ⁻¹	1,5	1	0,4	1
LP1-V	mm·s ⁻¹	0,73	1	0,45	0,66
LP1-H	mm·s ⁻¹	0,6	0,62	0,53	0,44
LP1-A	mm·s ⁻¹	0,83	0,45	0,92	0,81
LP2-V	mm·s ⁻¹	0,74	0,64	0,43	0,6
LP2-H	mm·s ⁻¹	0,33	0,38	0,46	0,32
LP2-A	mm·s ⁻¹	0,33	0,38	0,88	0,31
LP3-V	mm·s ⁻¹	1,1	0,75	0,4	0,88
LP3-H	mm·s ⁻¹	0,53	0,6	0,51	0,4
LP3-A	mm·s ⁻¹	0,62	0,52	0,59	0,5
LP4-V	mm·s ⁻¹	1,6	1,6	0,42	1,1
LP4-H	mm·s ⁻¹	0,47	0,53	0,38	0,4
LP4-A	mm·s ⁻¹	0,51	0,46	0,63	0,38
L3-V	mm·s ⁻¹	0,29	0,27	0,56	0,28
L3-H	mm·s ⁻¹	0,45	0,43	0,32	0,35
L3-A	mm·s ⁻¹	0,54	0,28	0,28	0,32
L4-V	mm·s ⁻¹	0,3	0,2	0,77	0,2
L4-H	mm·s ⁻¹	0,23	0,17	0,22	0,19
L4-A	mm·s ⁻¹	0,53	0,32	0,57	0,47

Vyhodnocení měření mohutnosti vibrací

TURBO-č.2:

Největší efektivní hodnota zrychlení vibrací v soustrojí byla naměřena na převodovce na ložisku LP4-V. Hodnota $1,6 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS byla vyhodnocena dle normy ČSN ISO 10816-3 jako stav nového, přejímaného stroje.

TURBO-č.3:

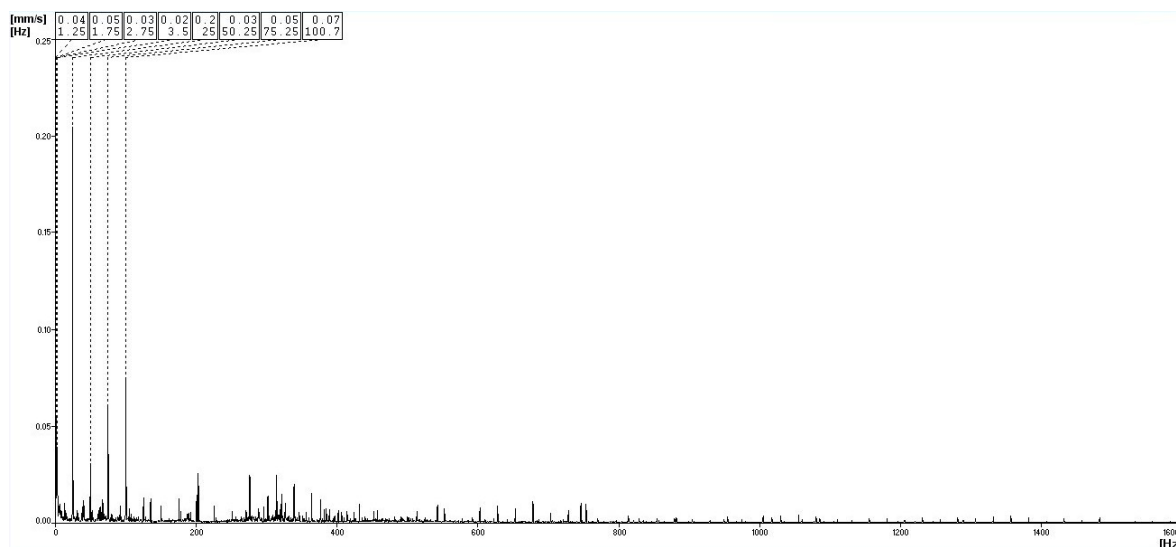
Maximální efektivní hodnota zrychlení vibrací u tohoto soustrojí byla naměřena na převodovce na ložisku LP1-A. Tato nejvyšší hodnota vibrací byla $0,92 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS. Stav byl posouzen dle normy ČSN ISO 10816-3 jako stav nového, přejímaného stroje.

4.7 Vyhodnocení naměřených frekvenčních spekter rychlosti vibrací

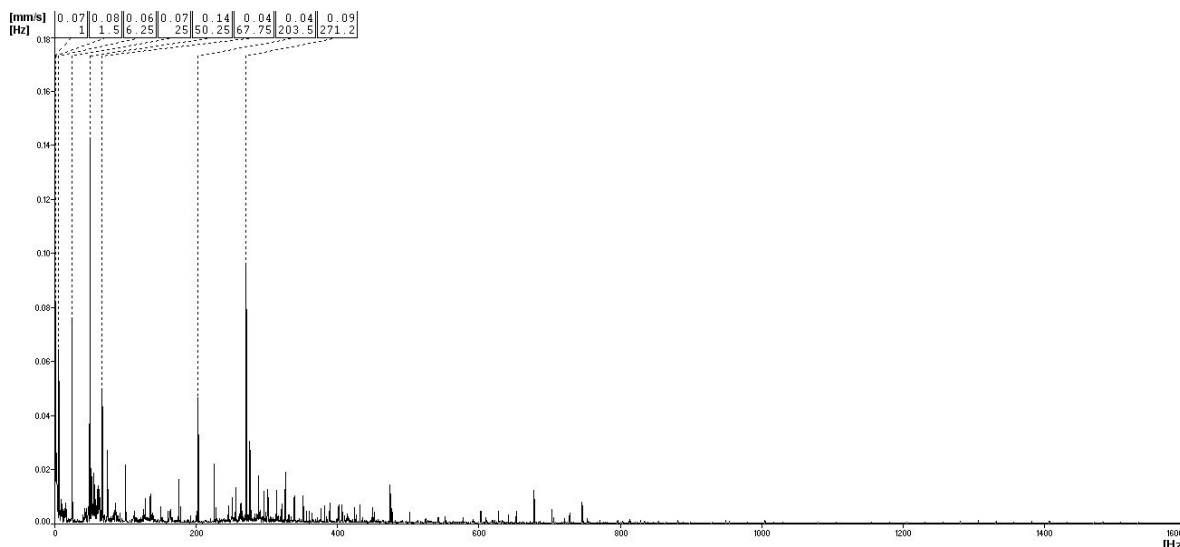
Frekvenční spektra byla naměřena v pásmu 1-1600 Hz. Jejich vyhodnocení bylo prováděno podle ilustrovaných tabulek pro vibrační diagnostiku dle Berryho. Z důvodu určitého rozsahu práce je v této práci vyhodnoceno pouze poslední měření diagnostikovaného soustrojí turbokompresoru TURBO-č.2.

Ložisko L1:

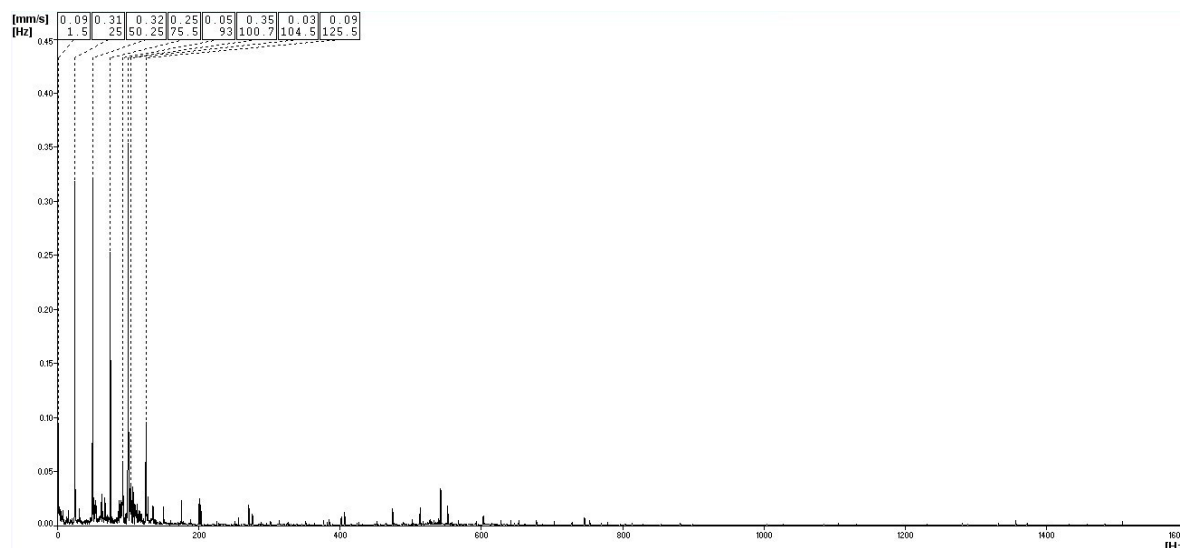
V naměřeném frekvenčním spektru rychlosti vibrací v axiálním směru (L1A) se objevila především první otáčková frekvence hřídele (25 Hz) a její harmonické násobky (50 Hz), (75 Hz). Jelikož jsou velikosti špiček na těchto frekvencích malé, není důvod se dále těmito špičkami zabírat.



Obr 4.11 Frekvenční spektrum ložiska L1-V



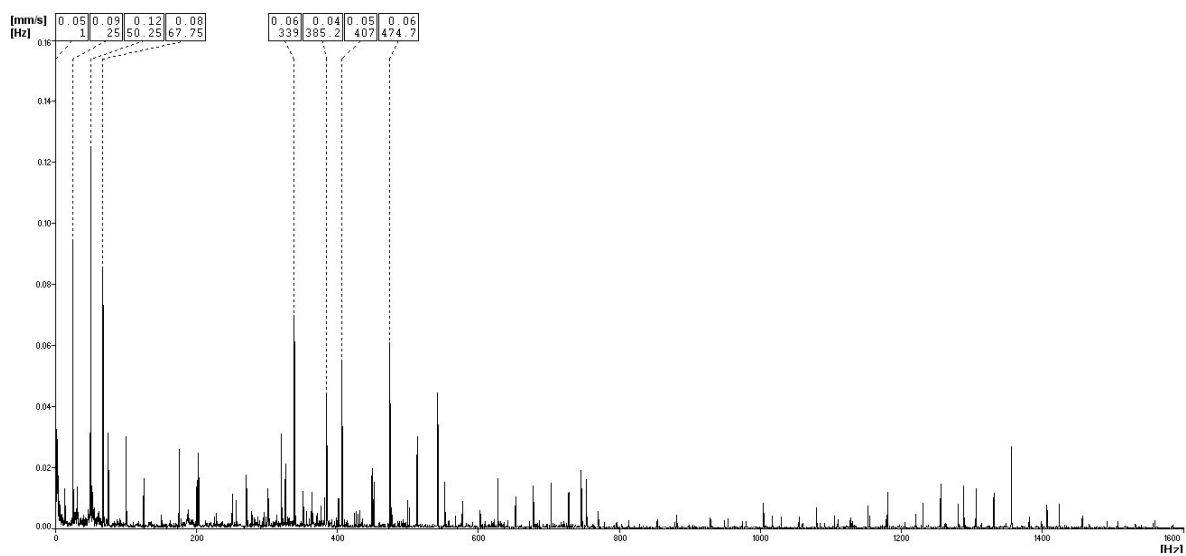
Obr 4.12 Frekvenční spektrum ložiska L1-H



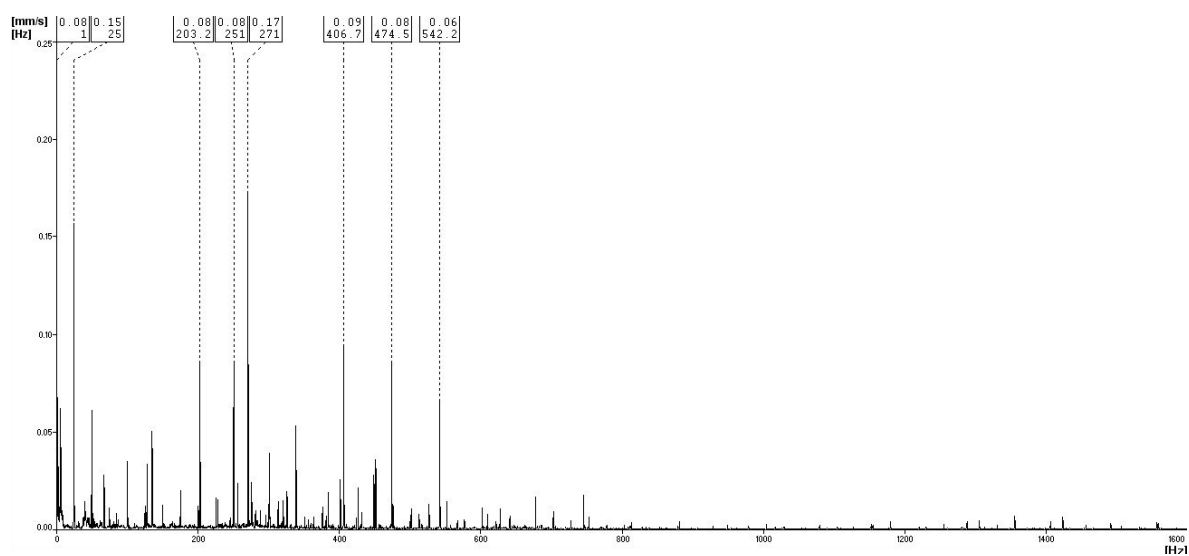
Obr 4.13 Frekvenční spektrum ložiska L1-A

Ložisko L2:

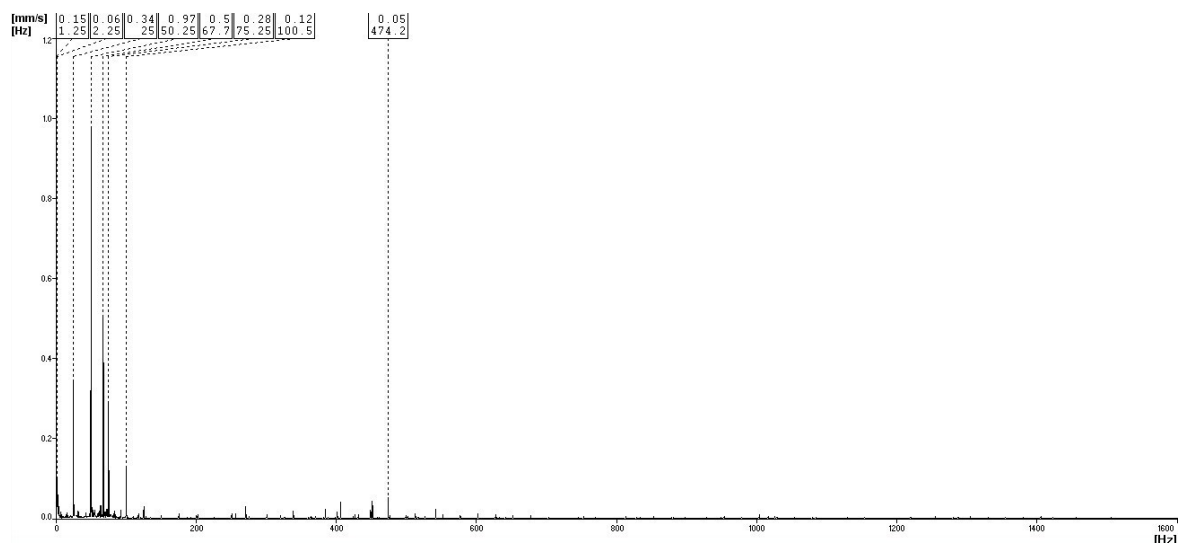
Ve frekvenčním spektru rychlosti vibrací se objevují v axiálním směru špičky od první (25 Hz), druhé (50,25 Hz) a třetí (75,25 Hz) otáčkové frekvence hřídele motoru. Tyto špičky nabývají stále nízkých hodnot. Přesto je nutno dále sledovat tyto hodnoty (především v axiálním směru) v dalších měřeních, protože tyto příznaky mohou znamenat počáteční příznaky poruchy spojky.



Obr 4.14 Frekvenční spektrum ložiska L2-V



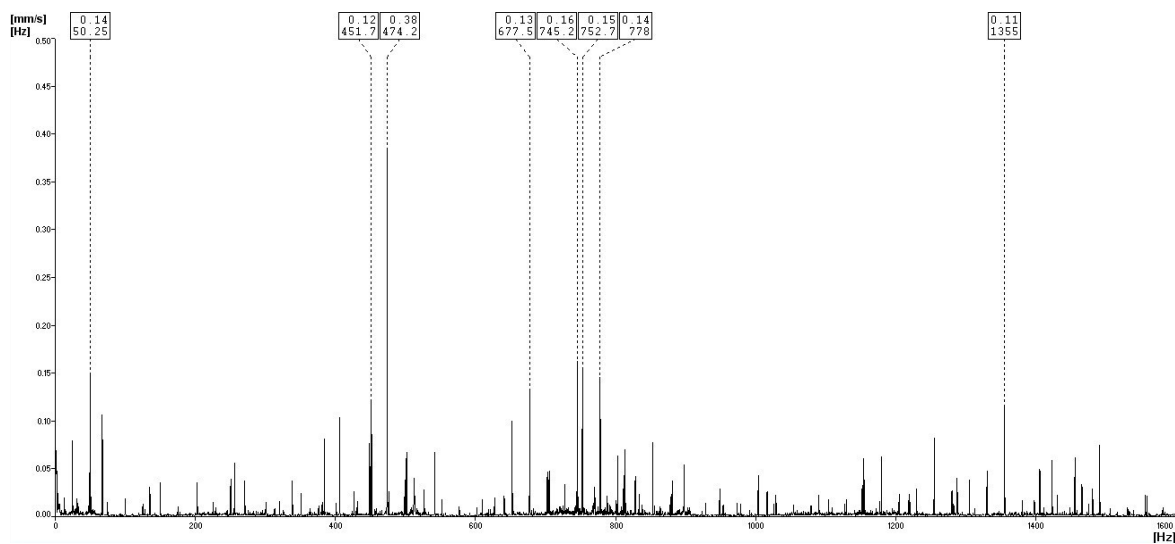
Obr 4.15 Frekvenční spektrum ložiska L2-H



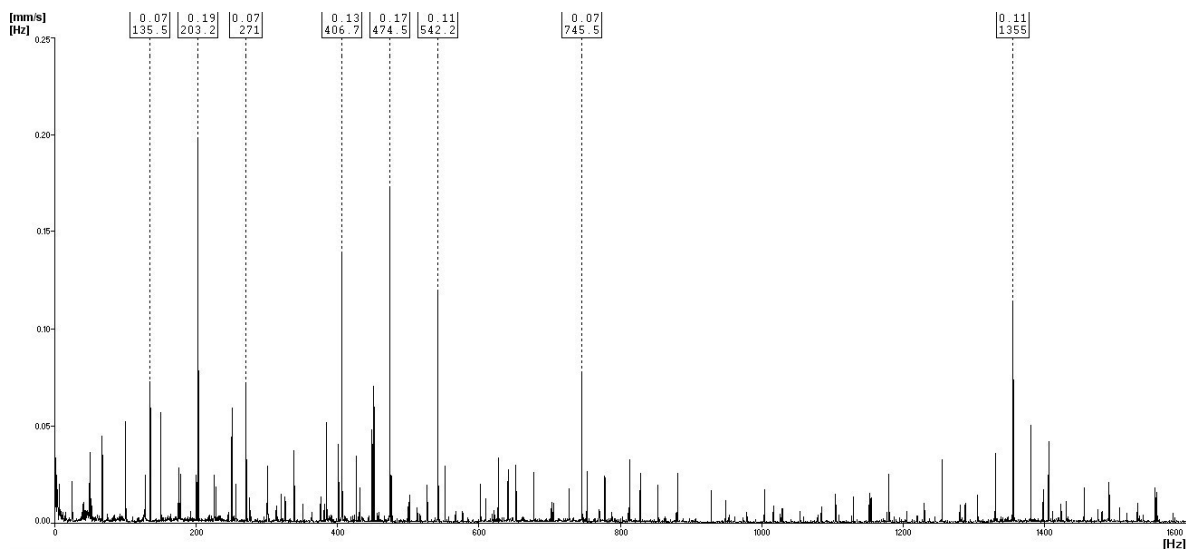
Obr 4.16 Frekvenční spektrum ložiska L2-A

Ložisko LP1:

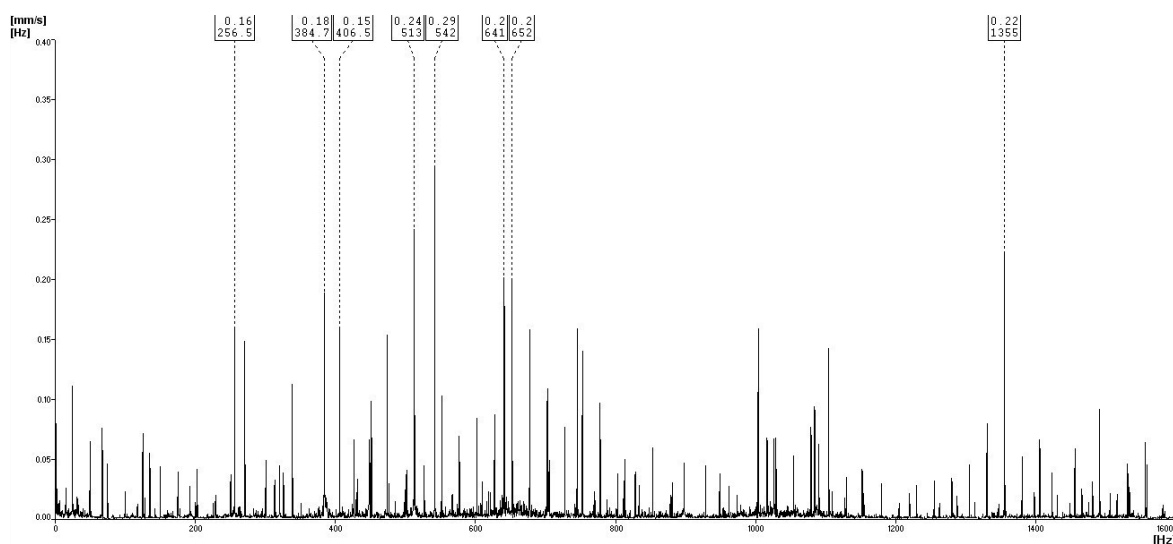
Ve frekvenčním spektru vibrací u ložiska LP1 se objevuje zubová frekvence (474,5 Hz) ozubených kol. Avšak hodnota špičky na této frekvenci poměrně malá. Z tohoto důvodu lze usoudit, že se na ložisku LP1 nevyskytují žádné problémy.



Obr 4.17 Frekvenční spektrum ložiska LP1-V



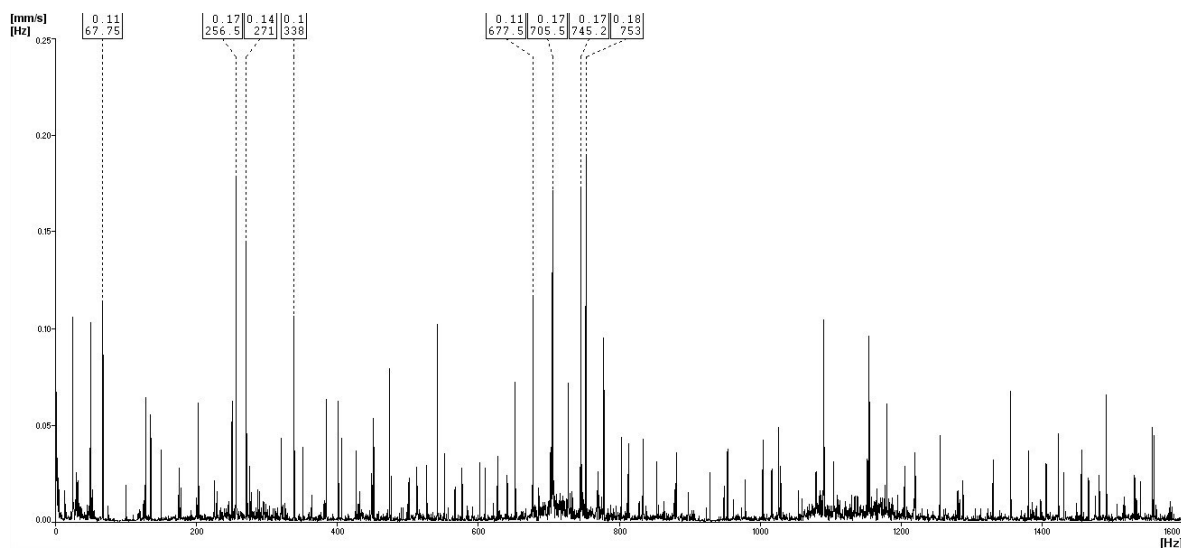
Obr 4.18 Frekvenční spektrum ložiska LP1-H



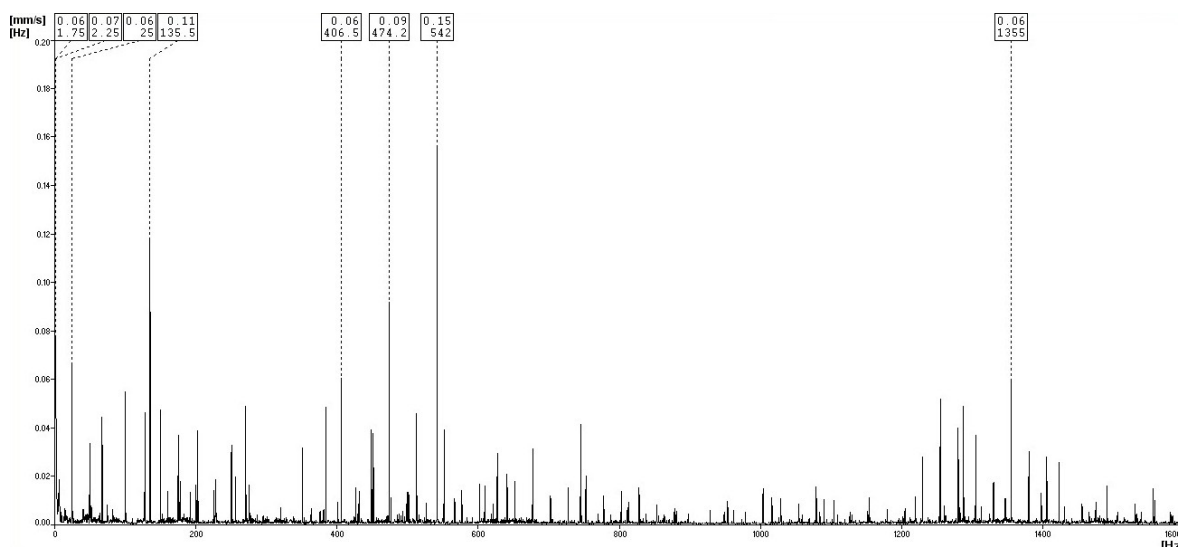
Obr 4.19 Frekvenční spektrum ložiska LP1-A

Ložisko LP2:

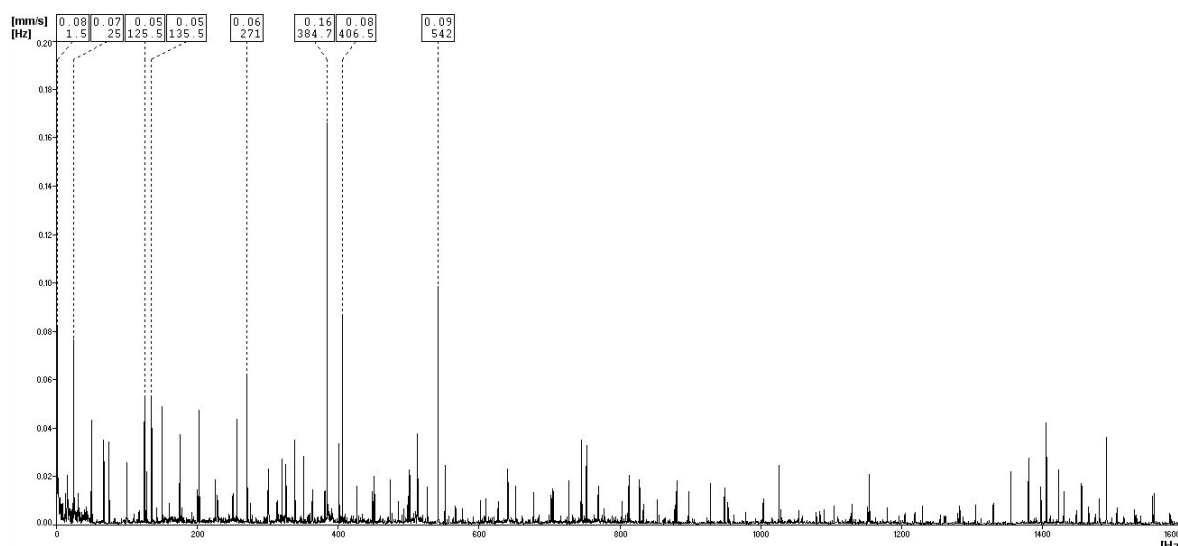
Ve frekvenčním spektru rychlosti vibrací tohoto ložiska se vyskytuje menší špička od zubové frekvence (472,4 HZ) a také špička od první otáčkové frekvence hnacího hřídele. Tyto špičky prozatím neznamenaají žádné nebezpečí, protože jsou opravdu velmi malé.



Obr 4.20 Frekvenční spektrum ložiska LP2-V



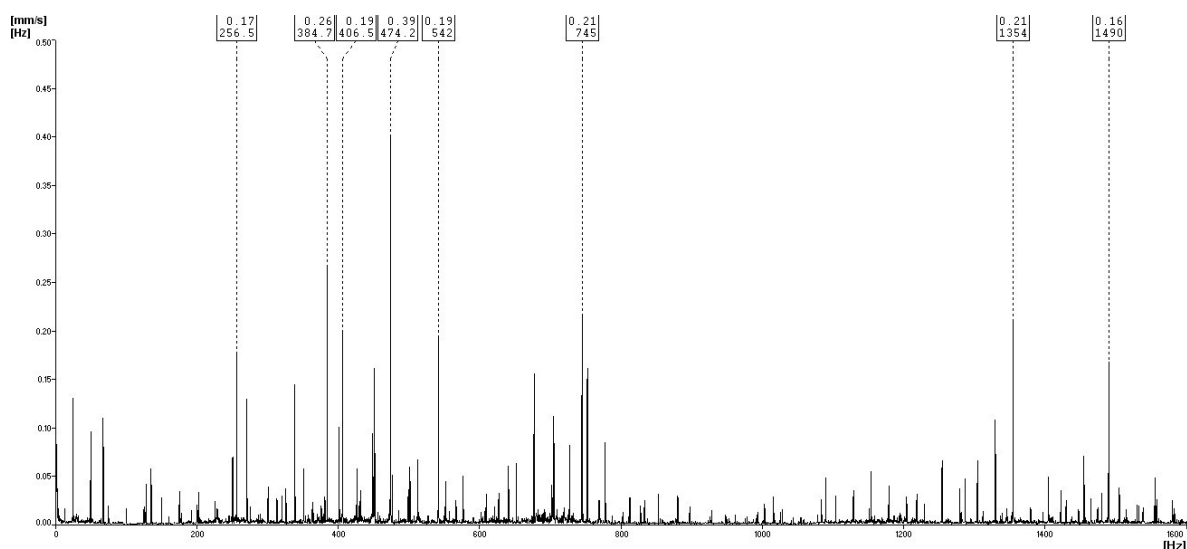
Obr 4.21 Frekvenční spektrum ložiska LP2-H



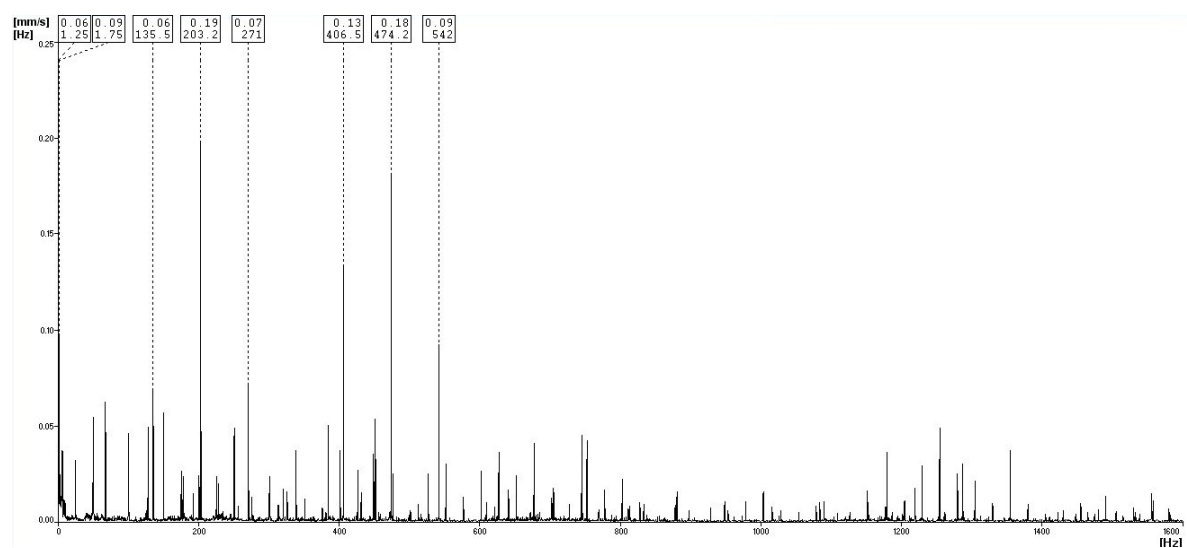
Obr 4.22 Frekvenční spektrum ložiska LP2-A

Ložisko LP3:

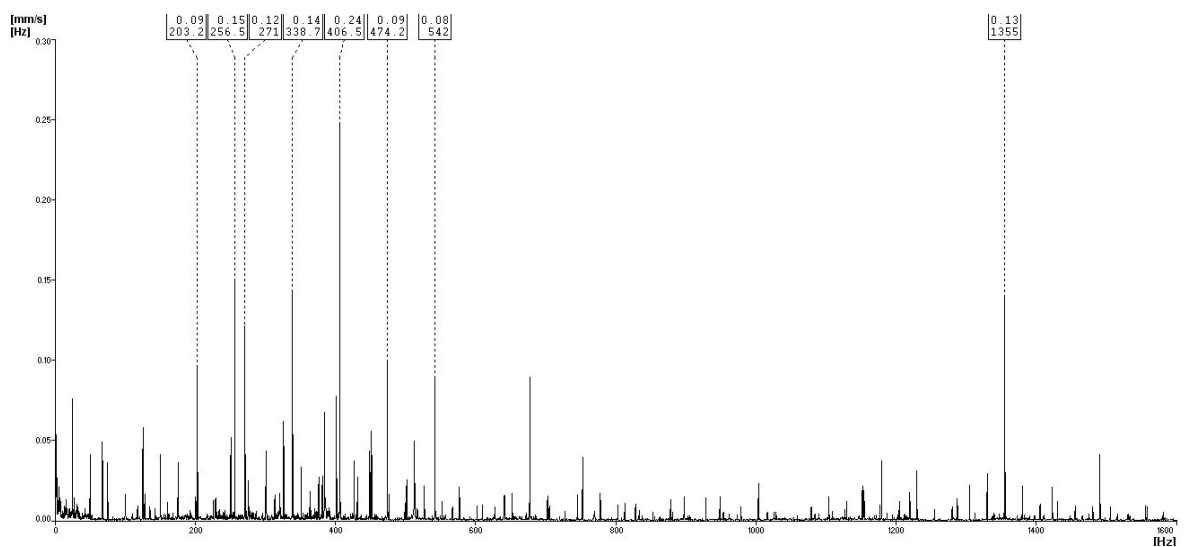
V naměřeném frekvenčním spektru rychlosti vibrací tohoto ložiska se opět vyskytují špičky od první otáčkové frekvence hnací hřídele (25 Hz) a zubové frekvence ozubených kol (474,2 Hz). Velikost špičky od zubové frekvence je tak malá, že prozatím nepředstavuje žádné problémy, jenž by se mohly týkat problémů s ozubenými koly.



Obr 4.23 Frekvenční spektrum ložiska LP3-V



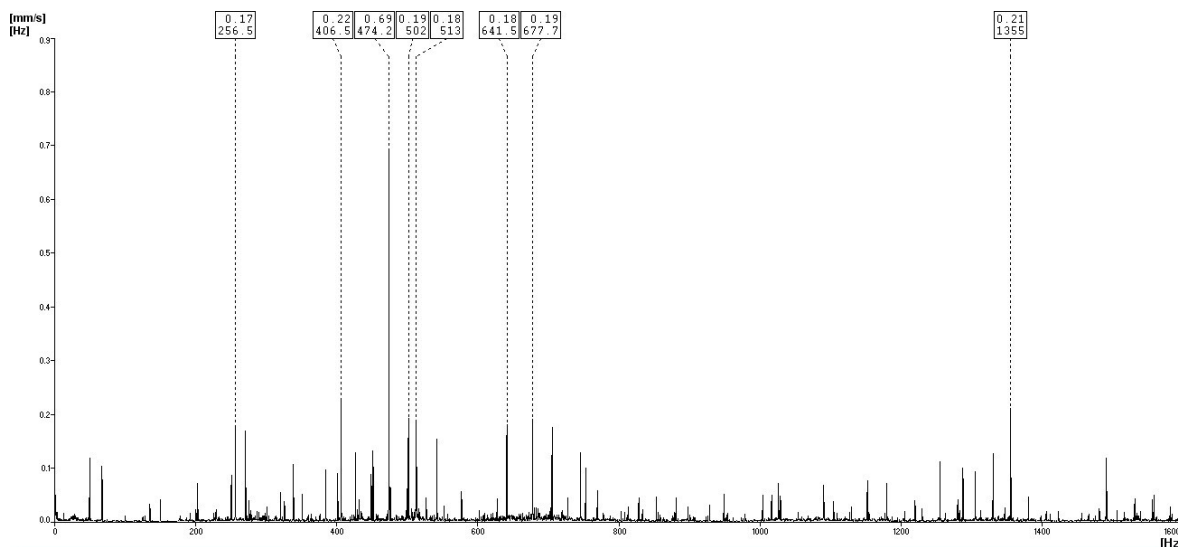
Obr 4.24 Frekvenční spektrum ložiska LP3-H



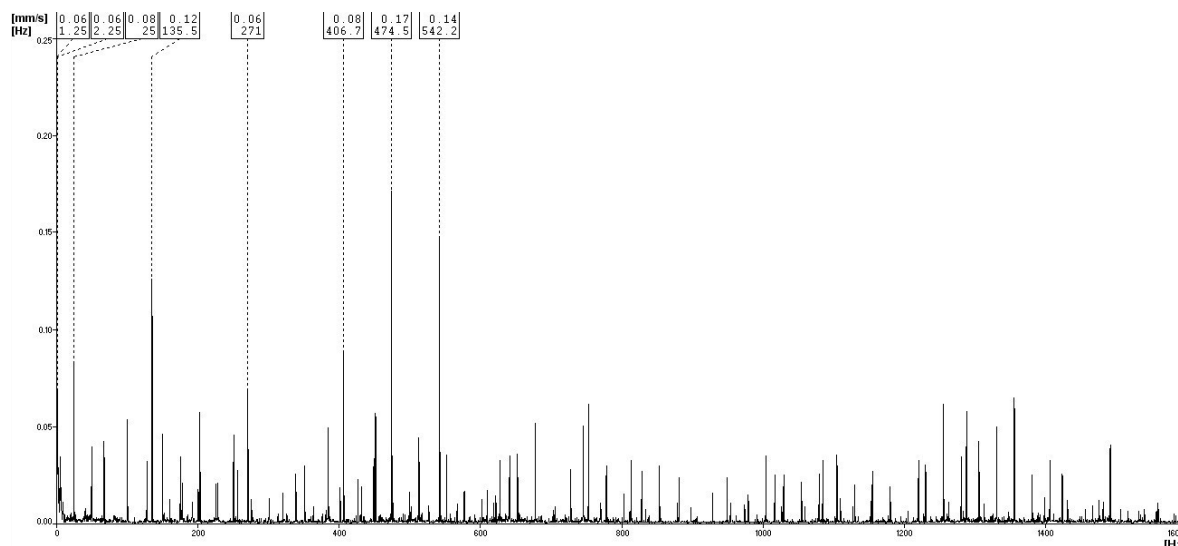
Obr 4.25 Frekvenční spektrum ložiska LP3-A

Ložisko LP4:

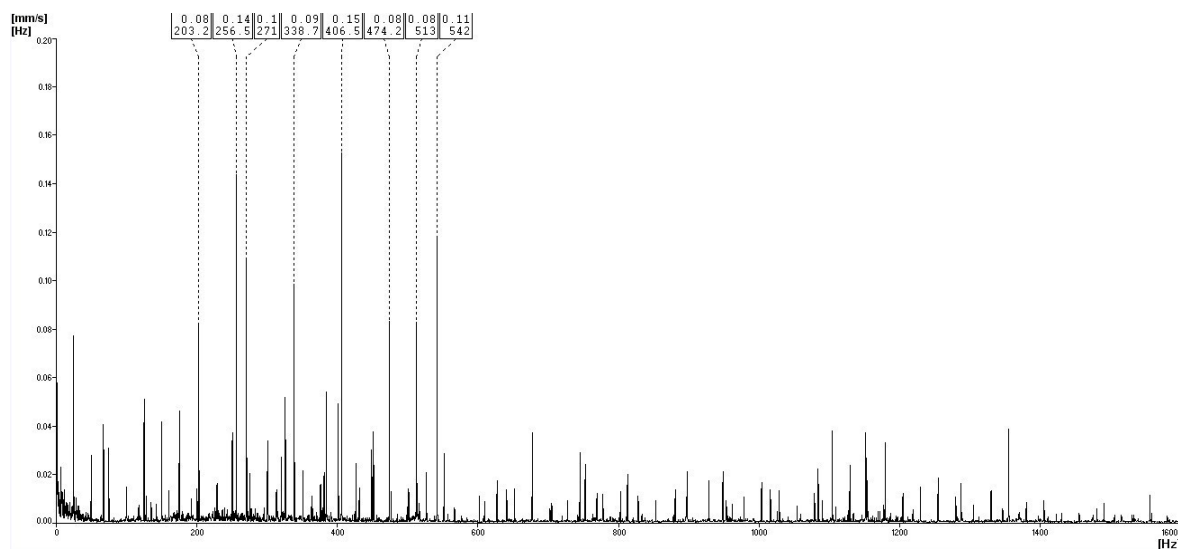
Ve frekvenčním spektru rychlosti vibrací ložiska LP4 v horizontálním směru dominuje především špička ($0,69 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$) na zubové frekvenci ($474,2 \text{ Hz}$). Avšak dle normy je tento stav stále velmi dobrý a není třeba se obávat problémů, které by souvisely s ozubeným soukolím.



Obr 4.26 Frekvenční spektrum ložiska LP4-V



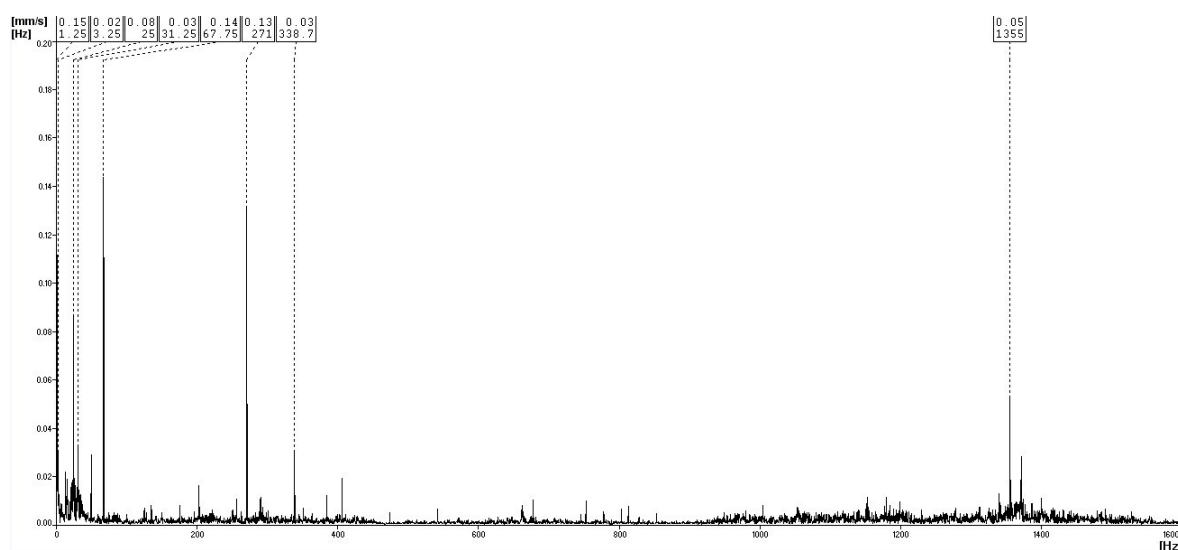
Obr 4.27 Frekvenční spektrum ložiska LP4-H



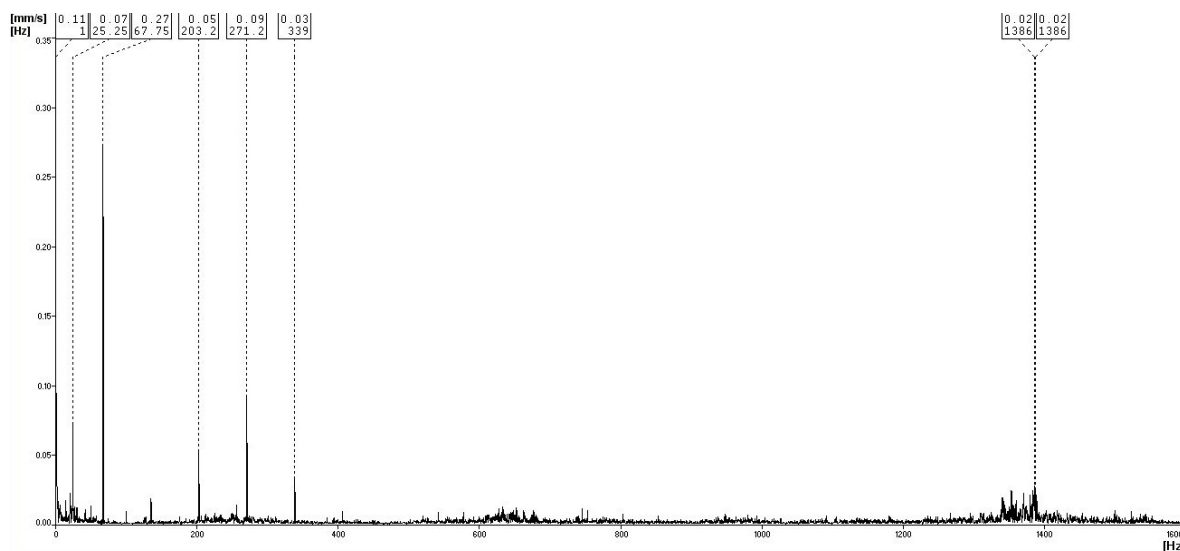
Obr 4.28 Frekvenční spektrum ložiska LP4-A

Ložisko L3:

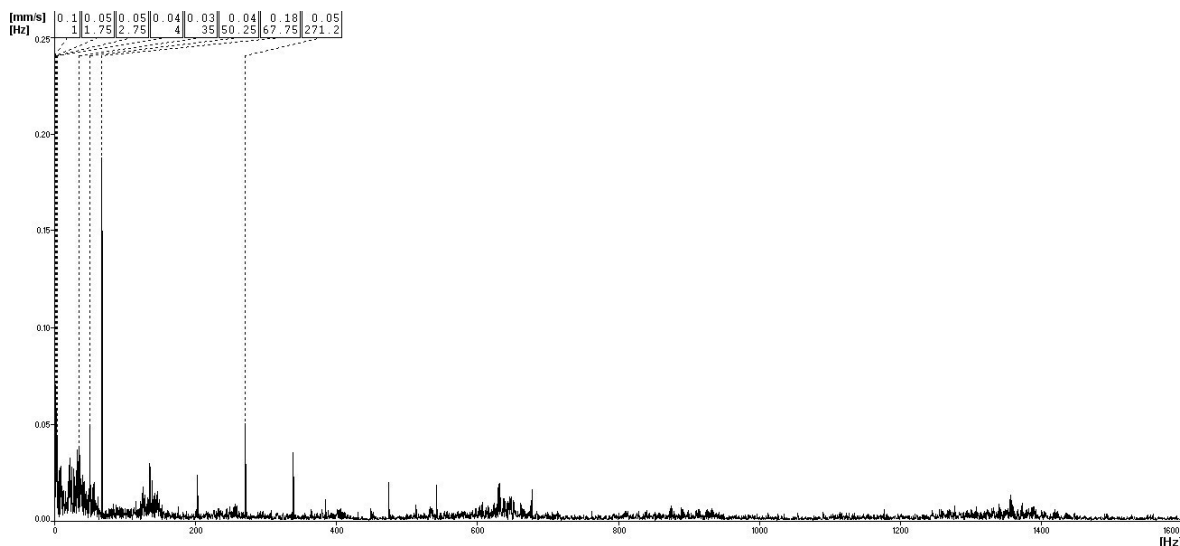
V naměřeném frekvenčním spektru rychlosti vibrací se vyskytují především menší špičky od první otáčkové frekvence hřídele turbokompresoru (67,5 Hz) a její harmonických násobků. Jelikož jsou tyto hodnoty stále v normálních mezích, není třeba se jimi dále zabývat. V případě nárůstu těchto špiček by se mohlo jednat o nevývahu hřídele turbokompresoru, která by mohla být způsobena nerovnoměrným nánosem dehtu na oběžném kole.



Obr 4.29 Frekvenční spektrum ložiska L3-V



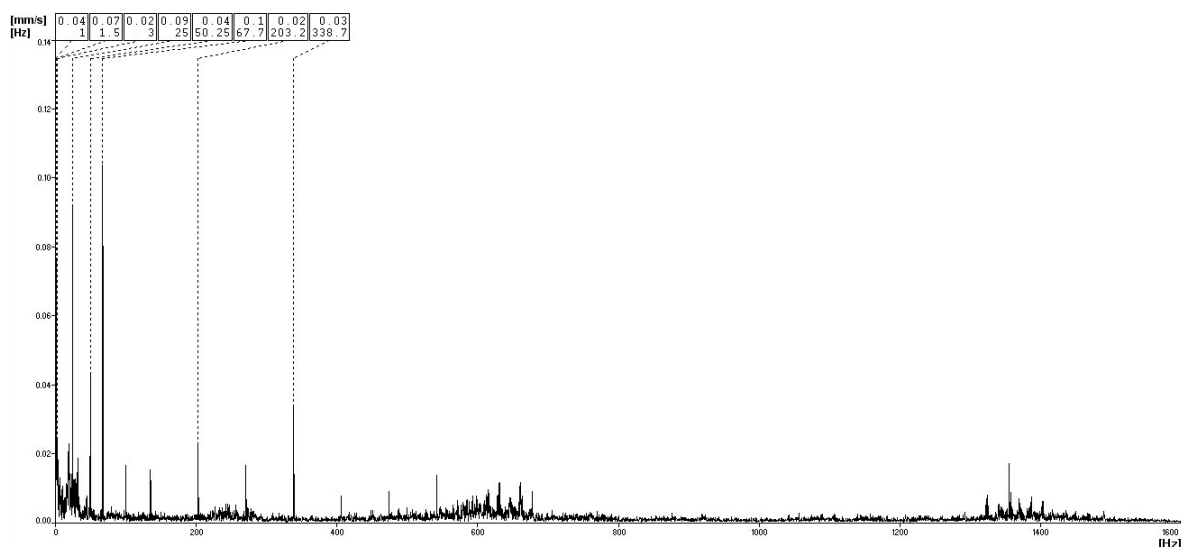
Obr 4.30 Frekvenční spektrum ložiska L3-H



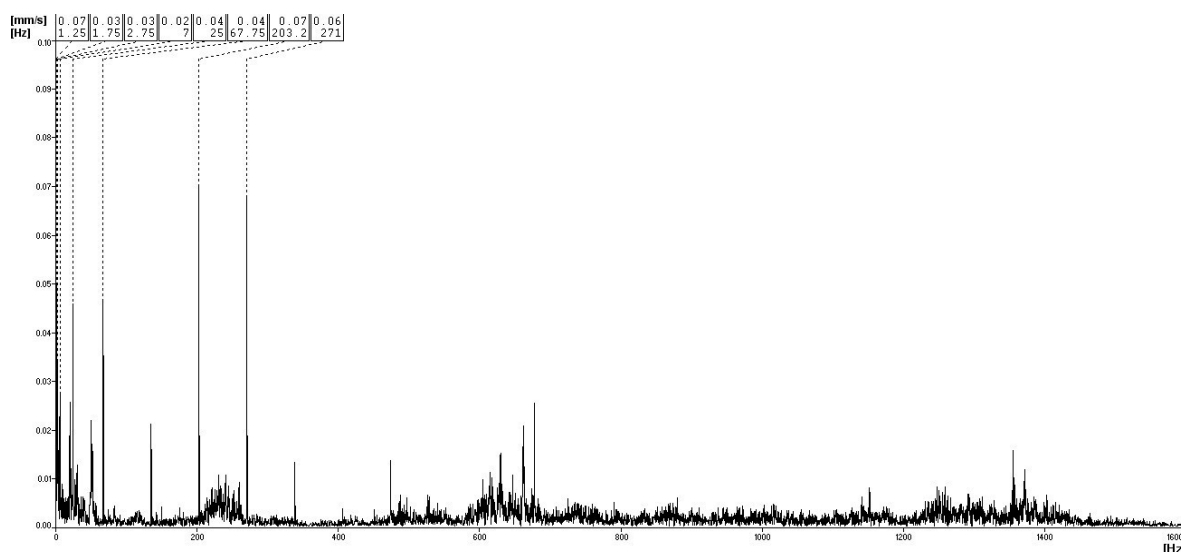
Obr 4.31 Frekvenční spektrum ložiska L3-A

Ložisko L4:

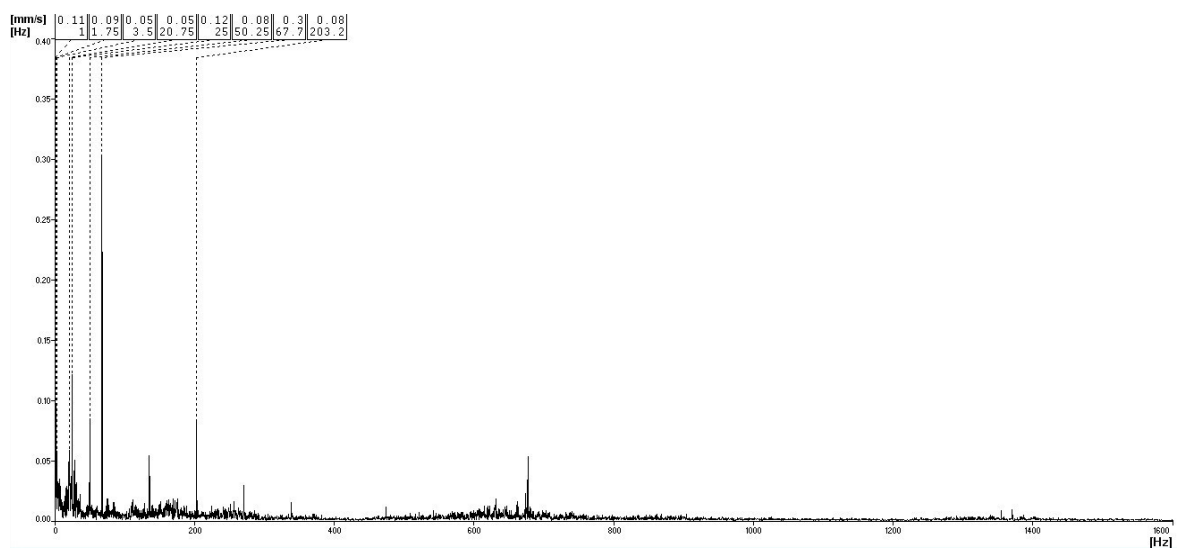
Ve frekvenčním spektru rychlosti vibrací koncového ložiska, v kterém je uložena hřídel turbokompresoru se nevyskytují žádné výrazné špičky. Z tohoto důvodu můžeme usoudit, že je zde všechno v pořádku.



Obr 4.32 Frekvenční spektrum ložiska L4-V



Obr 4.33 Frekvenční spektrum ložiska L4-H



Obr 4.34 Frekvenční spektrum ložiska L4-A

5 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývá zjišťováním technického stavu soustrojí turbokompresorů v podniku koksovna Svoboda v Ostravě. K diagnostice soustrojí bylo využito vibrodiagnostiky, která patří mezi bezdemontážní diagnostické metody. V současné době většina společností požaduje vysokou spolehlivost strojních zařízení s minimálními finančními náklady na opravy a údržbu těchto strojů. V údržbě je vibrodiagnostika považována za důležitý nástroj pro zajištění vysoké spolehlivosti strojů.

K měření námi diagnostikovaného soustrojí bylo použito přenosného vibračního analyzátoru Adash A4400-VA4. Analýza naměřených dat byla provedena v programu DDS 2007. Z rozboru naměřených frekvenčních spekter vibrací je patrné, že se u soustrojí nevyskytují žádné větší závady, které by způsobovaly zvýšení vibrací. Tohoto stavu je dosaženo dobrým ustavením soustrojí, přesným vyvážením rotujících částí a především provozem turbokompresorů za optimálních provozních podmínek, to znamená, že soustrojí není přetěžováno. U turbokompresorů dochází během jejich provozu k usazování dehtu na lopatkách oběžných kol. Tento jev však nemá vliv na nevyváženost hřídele turbokompresoru, protože při vysokých obvodových rychlostech se tyto nánosy dehtu odstředí po celém obvodu oběžného kola rovnoměrně. Problémy nastávají při odstavení soustrojí turbokompresoru, kdy tekutý dehet ztéká do spodní části oběžného kola. Při následném spuštění stroje dochází ke zvýšení vibrací z důvodu nevyváženosti hřídele turbokompresoru.

Vzhledem k náročným provozním podmínkám by bylo vhodné u turbokompresorů používat ON-LINE vibrodiagnostický systém, který by dokázal okamžitě upozornit na vzniklé poruchy, v případě nutnosti i zastavit celé soustrojí. Dalším prostředkem, který by mohl zefektivnit údržbu diagnostikovaných turbokompresorů je tribodiagnostika. Spojením vibrodiagnostiky a tribodiagnostiky nám vznikne ucelený systém údržby s vysokou efektivitou. Precizní údržba je v chemickém průmyslu základní podmínkou provozu strojů, neboť zařízení pracují v provozech s výbušným prostředím. Zanedbání údržby by mohlo vést ke škodám na majetku, popřípadě až ke ztrátám na životech lidí.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Janu Blatovi za projevenou ochotu a cenné připomínky při zpracování této práce. Dále děkuji zaměstnancům z podniku Koksovna Svoboda za vstřícnost a poskytnutí důležitých informací v průběhu psaní práce.

Miroslav Botík

6 Seznam použitých zdrojů

- [1] HELEBRANT, František; ZIEGLER, Jiří. *Technická diagnostika a spolehlivost II. : Vibrodiagnostika*. Ostrava : VŠB Ostrava, 2004. 232 s. ISBN 80–248–0650–9.
- [2] MISÁREK, Dušan. *Turbokompresory*. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1963. 232 s.
- [3] LIŠKA, Antonín; NOVÁK, Pavel. *Kompresory*. Praha : ČVUT, 1994. 227 s. ISBN 80-01-01145-3.
- [4] Vnitropodnikové materiály podniku Koksovna Svoboda
- [5] ČSN ISO 10816 – 3: *Vibrace – hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*, ČNI, Praha 1999, 16 s.
- [6] *Profess.cz* [online]. 2007 [cit. 2011-05-18]. Piezoelektrické snímače absolutních vibrací firmy Wilcoxon Research. Dostupné z WWW: <http://www.profess.cz/snimace_abs_vibraci_wilcoxon.php>.
- [7] *Koksovny.cz* [online]. 2009 [cit. 2011-05-18]. Koksovna Svoboda. Dostupné z WWW: <<http://www.koksovny.cz/cz/kde-vyrobime-koks/koksovna-svoboda>>